

ФГБОУ ВПО
«БРЯНСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

Т Е П Л О Т Е Х Н И К А

**Учебное пособие
для выполнения курсовой работы**

Брянск 2014

УДК 621.1 (075)

ББК 31.31

Ч - 30

В.И. Чащинов. **Теплотехника**: Учебное пособие для выполнения курсовой работы. – Брянск: Изд. БГСХА, 2014. – 80 с.

В учебном пособии приводится задание на курсовую работу, требования к ее выполнению и основные теоретические сведения по разделам теплотехники, используемых при решении задач курсового проектирования студентами, которые проходят подготовку по программе бакалавров направления 260200.62 – Продукты питания животного происхождения, профиль 1 «Технология мяса и мясных продуктов». Излагается методика и порядок решения задач курсовой работы, а в приложениях к пособию содержится справочный материал, необходимый для выполнения работы. Приведенный в пособии пример расчетов позволяет студентам выполнить курсовую работу с большей самостоятельностью.

Рецензент:

А.И. Купреенко – д.т.н., профессор кафедры ТОЖиПП Брянской государственной сельскохозяйственной академии.

Рекомендовано методической комиссией инженерно-технологического факультета для подготовки бакалавров по направлению 260200.62 – Продукты питания животного происхождения, профиль 1 «Технология мяса и мясных продуктов», протокол № 6 от 2 апреля 2014 г.

© Брянская ГСХА, 2014

© В.И. Чащинов, 2014

1. ЗАДАНИЕ НА КУРСОВУЮ РАБОТУ

Ниже приводятся условия трех задач, предлагаемых для решения в курсовой работе. Ряд необходимых для решения исходных данных задаются в бланке индивидуального задания.

Задача 1

Выполнить расчет термодинамической системы, рабочим телом в которой является газовая смесь заданного состава массой m кг, при указанных в индивидуальном задании начальных условиях. В указанном в задании процессе температура смеси изменяется на величину Δt .

Рассчитать объемные доли компонентов, если смесь задана массовым способом или массовые доли, если смесь задана объемным способом. Найти все параметры состояния в начале и в конце процесса, а также изменение функций состояния, работу и количество теплоты в процессе. Представить процесс в p - V и T - S координатах. Расчеты выполнить, считая рабочее тело идеальным газом. Изобразить (без расчета) на этих же графиках остальные процессы из числа основных (изобарный или изохорный а также изотермический и адиабатный), исходящие из той же начальной точки, что и заданный.

Задача 2

Определить термическое сопротивление, коэффициент теплопередачи и плотность теплового потока при передаче теплоты от газообразных продуктов сгорания с температурой t_G воде, имеющей температуру t_B , через многослойную плоскую разделяющую стенку при заданных коэффициентах теплоотдачи со стороны газа α_G и со стороны воды α_B для следующих случаев:

- а) стенка чистая стальная, толщиной δ_2 при $\lambda_2 = 45$ Вт /м К;
- б) стенка чистая медная, толщиной δ_2 при $\lambda_2 = 380$ Вт /м К;
- в) стенка стальная, покрытая со стороны воды слоем накипи толщиной δ_3 при $\lambda_3 = 2$ Вт /м К;

г) в дополнение к случаю «в» слой накипи покрыт масляной плёнкой толщиной δ_4 при $\lambda_4 = 0,2$ Вт /м К;

д) в дополнение к случаю «г» со стороны газа имеется слой сажи толщиной δ_1 при $\lambda_1 = 0,23$ Вт /м К.

Приняв для случая «а» тепловой поток за 100%, подсчитать в процентах тепловой поток для остальных случаев.

Для случая «д» определить аналитически и графически температуру всех слоёв стенки и построить график распределения температур по толщине стенки.

Задача 3

Выполнить тепловой расчёт кожухотрубного теплообменника для нагрева воды от t_2' до t_2'' с расчетным расходом воды m_B . Греющим теплоносителем является насыщенный пар с давлением p_r . Греющие трубки наружным диаметром d_n и толщиной стенки δ мм выполнены из нержавеющей стали с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 45$ Вт/ м·К .

Рассчитать коэффициент теплоотдачи со стороны воды и определить площадь поверхности теплопередачи, количество трубок в пучке и количество ходов трубной части теплообменника при расчетной скорости воды ω , значении коэффициента теплоотдачи со стороны пара α_1 и заданной расчетной длине трубной части. Определить часовой расход греющего пара. Представить схему устройства теплообменника.

Исходные данные для задач приводятся в бланках индивидуального задания, которые заполняются в соответствии с шифром задания из таблиц приложения 2.

2. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ

Работа выполняется в соответствии с индивидуальным заданием, выдаваемым преподавателем и должна состоять из расчетно-пояснительной записки объемом 25...30 страниц, выполненной с соблюдением основных требований ЕСКД. К графической части относятся три листа, выполненные на миллиметровой бумаге формата А4, на которых приводятся рабочая и тепловая диаграммы процесса для первой задачи (1 лист), а также результаты решения второй задачи (график изменения температуры по толщине стенки и графическое определение температуры слоев стенки). Эти листы должны быть помещены в соответствующие разделы расчетно-пояснительной записки.

Расчетно-пояснительная записка должна состоять из введения и трех разделов (в соответствии с количеством задач), в конце работы необходимо привести перечень использованной литературы.

Во введении необходимо кратко охарактеризовать проблемы отраслей АПК, решение которых в той или иной степени касается теплотехники, как отрасли науки и техники, занимающейся вопросами производства, преобразования и использования тепловой энергии.

Основные разделы расчетно-пояснительной записки должны выполняться с соблюдением следующих требований:

- обязательно приводить условие задачи;
- решение задач должно предваряться кратким изложением теоретических основ, используемых при решении задачи;
- решение сопровождать кратким пояснительным текстом с расшифровкой обозначений, применяемых в формулах и ссылкой на используемую литературу. Формулы и рисунки должны иметь сквозную нумерацию в пределах раздела;
- расчеты вести в единицах СИ;
- каждую задачу заканчивать кратким заключением с анализом полученных результатов.

Состав и структура курсовой работы в целом должны соответствовать приведенному ниже содержанию расчетно-пояснительной записки.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|--|
| Введение..... | |
| 1. Расчет термодинамической системы с газовыми смесями..... | |
| 1.1 Общие сведения о термодинамических процессах и задачи их анализа | |
| 1.2 Газовые смеси, способы задания и характеристики | |
| 1.3. Задача 1..... | |
| 2. Расчет процесса теплопередачи..... | |
| 2.1. Общие сведения о теплообмене | |
| 2.2. Задача 2 | |
| 3. Расчет теплообменника | |
| 3.1. Общие сведения о теплообменниках | |
| 3.2. Основы расчета рекуперативных теплообменников | |
| 3.3. Задача 3 | |
| Литература..... | |

В приложении 1 приводятся образец бланка индивидуального задания, титульного листа и образцы оформления листов расчетно-пояснительной записки курсовой работы.

3. Краткие теоретические сведения по вопросам курсовой работы

3.1. Термодинамические процессы, задачи их расчета и анализа

Термодинамическим процессом называется любые изменения параметров состояния системы во времени.

Различают *равновесные и неравновесные, обратимые и необратимые процессы*.

Под *равновесным* понимают процесс, в ходе которого система проходит последовательность равновесных состояний. При этом равновесным считается состояние системы, когда во всех ее точках параметры состояния имеют одинаковые значения.

В противном случае мы имеем *неравновесный* процесс.

Обратимыми являются процессы, протекающие без рассеивания энергии. Для таких процессов, если изменить ход процесса на обратный, система пройдет те же состояния, как и при прямом течении процесса и может возвратиться в исходное состояние без каких-либо потерь энергии.

При *необратимых* процессах происходит рассеивание энергии и для возвращения системы в исходное состояние при таких процессах необходимы дополнительные затраты энергии.

Обратимыми могут быть только равновесные процессы. И хотя все реальные процессы являются необратимыми, обратимые процессы широко используются при анализе термодинамических систем, как модель, удобная для выявления основных закономерностей и по-

лучения во многих случаях количественных результатов с приемлемой точностью.

Обратимые термодинамические процессы могут графически изображаться в координатах **p-v** и **T-s**.

При этом часто изображение процесса в координатах **p-v** называют рабочей диаграммой (площадь под графиком процесса в соответствующем масштабе равна работе за процесс), а изображение в координатах **T-s** – тепловой диаграммой (площадь под графиком процесса равна теплоте в процессе).

Наиболее характерными и часто рассматриваемыми процессами в термодинамике являются *изохорный* (при постоянном объеме), *изобарный* (при постоянном давлении), *изотермический* (при постоянной температуре) и *адиабатный* (без теплообмена с внешней средой). Обратимый адиабатный процесс называют также изоэнтропийным, поскольку для него изменение энтропии – $ds=0$.

Основными задачами анализа термодинамических процессов являются:

- установление соотношений между параметрами состояния в начале и в конце процесса;
- определение теплоты и работы в процессе;
- изменение функций состояния в процессе (внутренней энергии – Δu , энтальпии – Δi и энтропии – Δs);
- графическое представление процесса в координатах p-v (рабочая диаграмма) и в координатах T-s (тепловая диаграмма).

При анализе термодинамических процессов используют уравнение процесса, которое выражает связь между параметрами состояния

на любой момент в ходе процесса, первый закон термодинамики, общие выражения теплоты и работы в процессах.

Следует учитывать, что теплота в процессе считается положительной, если она подводится к системе, а работа считается положительной при расширении системы, т.е. когда она преодолевает сопротивление окружающей среды.

Уравнения процессов имеют вид:

$$\frac{p}{T} = const \quad \text{— для изохорного процесса;} \quad (3.1)$$

$$\frac{v}{T} = const \quad \text{— для изобарного процесса;} \quad (3.2)$$

$$pv = const \quad \text{— для изотермического процесса;} \quad (3.3)$$

$$pv^k = const \quad \text{— для адиабатного процесса.} \quad (3.4)$$

В этих формулах приняты обозначения:

p – давление, Па;

v – удельный объем, м³/кг;

T – термодинамическая температура, К;

k – показатель адиабаты.

Выражение первого закона термодинамики в конечной форме имеет вид

$$q = \Delta u + l, \quad (3.5)$$

где

q – количество удельной теплоты в процессе, Дж/кг ;

Δu – изменение внутренней энергии в процессе, Дж/кг ;

l – удельная работа (работа расширения) в процессе, Дж/кг.

В свою очередь для любого процесса в большинстве случаев теплоту в процессе можно найти через теплоемкость

$$q = c(T_2 - T_1) = c \cdot \Delta T, \quad (3.6)$$

где

c – удельная массовая теплоемкость в соответствующем процессе, Дж/кг·К;

Изменение функций состояния в любых газовых процессах рассчитываются по формулам:

$$\Delta u = c_v \cdot \Delta T; \quad (3.7)$$

$$\Delta i = c_p \cdot \Delta T; \quad (3.8)$$

$$\Delta s = c \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}, \quad (3.9)$$

где

c_v – удельная массовая изохорная теплоемкость, Дж/кг·К;

c_p – удельная массовая изобарная теплоемкость, Дж/кг·К;

c – удельная массовая теплоемкость в соответствующем процессе, Дж/кг·К.

Индекс «1» соответствует началу процесса, а индекс «2» - его окончанию.

Множество термодинамических процессов объединяется понятием политропного процесса.

Политропным называется обобщающий термодинамический процесс, удовлетворяющий уравнению $pv^n = const$, для которого доля теплоты, идущая на изменение внутренней энергии, является величиной постоянной.

Здесь n – показатель политропы, постоянный для данного политропного процесса, и который в зависимости от характера процесса может принимать значения от $-\infty$ до $+\infty$.

При этом рассмотренные выше четыре основных процесса можно считать частными случаями политропного процесса при соответствующем значении показателя политропы: при $n = \pm \infty$ имеем изохорный процесс, при $n = 0$ – изобарный, при $n = 1$ – изотермический и при $n = k$ – адиабатный.

Доля теплоты, идущая на изменение внутренней энергии, называется характеристикой политропного процесса.

$$\varphi = \frac{\Delta u}{q}. \quad (3.10)$$

Между показателем политропы и характеристикой политропного процесса существуют следующие соотношения:

$$n = \frac{k\varphi - 1}{\varphi - 1}; \quad (3.11)$$

или
$$\varphi = \frac{n - 1}{n - k}; \quad (3.12)$$

Теплоемкость политропного процесса может быть найдена по формулам

$$c = \frac{c_v}{\varphi}, \quad (3.13)$$

или

$$c = \frac{n - k}{n - 1} c_v \quad (3.14)$$

Исходя из уравнения процесса, соотношения между начальными и конечными параметрами политропного процесса имеют вид:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^n ; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{n-1} ; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} . \quad (3.15)$$

Удельная работа в политропном процессе

$$l = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) = \frac{1}{n-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] . \quad (3.16)$$

3.2. Основные сведения о газовых смесях

Часто рабочим телом в термодинамических системах являются газовые смеси. Такие системы рассчитываются так же, как и системы с однородным газом с учетом соответствующих характеристик газовой смеси, которые зависят от состава смеси.

Чтобы задать газовую смесь необходимо назвать компоненты смеси и указать долю каждого компонента в смеси. Состав смеси задают массовыми, объемными или молярными долями.

Массовой долей компонента g_i называют отношение массы i -го газа m_i , входящего в смесь, к массе всей смеси $m_{см}$

$$g_i = m_i / m_{см} .$$

Объемной долей компонента r_i называют отношение приведенного объема i -го газа V_i , входящего в смесь, к объему всей смеси $V_{см}$

$$r_i = V_i / V_{см} .$$

При этом приведенным объемом газа называется объем, который занял бы один этот газ при температуре и давлении смеси.

Молярной долей компонента N_i называют отношение количества киломолей i -го газа M_i , входящего в смесь, к общему количеству киломолей смеси $M_{см}$

$$N_i = M_i / M_{см} .$$

Для любой газовой смеси, состоящей из n компонентов, выполняется условие: $\sum_{i=1}^n g_i = \sum_{i=1}^n r_i = \sum_{i=1}^n N_i = 1$.

Массовые, объемные и молярные доли находятся в следующих соотношениях:

$$g_i = \frac{r_i \mu_i}{\sum_{i=1}^n r_i \mu_i} ; \quad r_i = \frac{g_i / \mu_i}{\sum_{i=1}^n g_i / \mu_i} ; \quad r_i = N_i , \quad (3.17)$$

где

μ_i – молярная масса i -го газа, входящего в смесь ;

n – число компонентов, входящих в смесь.

Для газовых смесей вводится понятие парциального давления газа, входящего в смесь, под которым понимают часть общего давления смеси, создаваемую данным компонентом. То есть парциальное давление газа, входящего в смесь, – это давление, которое установилось бы в данном объеме, если из него удалить все другие компоненты смеси, при температуре смеси. Парциальное давление i -го газа может быть найдено по формуле

$$p_i = r_i p_{см} . \quad (3.18)$$

При этом согласно закону Дальтона давление смеси $p_{см}$ равно сумме парциальных давлений ее компонентов p_i

$$p_{см} = \sum_{i=1}^n p_i \cdot$$

Основные параметры смеси идеальных газов могут быть найдены из следующих соотношений.

Кажущаяся молярная масса смеси

$$\mu_{см} = \sum_{i=1}^n \mu_i r_i \cdot \quad (3.19)$$

Плотность смеси

$$\rho_{см} = \sum_{i=1}^n \rho_i r_i \cdot \quad (3.20)$$

Газовая постоянная смеси

$$R_{см} = \sum R_i g_i \quad (3.21)$$

или

$$R_{см} = \frac{8314}{\mu_{см}}, \text{ Дж / кг К} \cdot \quad (3.22)$$

Удельная массовая теплоемкость смеси

$$c_{см} = \sum_{i=1}^n g_i c_i \cdot \quad (3.23)$$

Удельная объемная теплоемкость смеси

$$c'_{см} = \sum_{i=1}^n r_i c'_i \cdot \quad (3.24)$$

В этих формулах

r_i и g_i – соответственно объемная и массовая доля i -го компонента смеси;

μ_i, R_i, c_i, c'_i – соответственно молярная масса, газовая постоянная, удельные массовая и объемная теплоемкости i -го газа, входящего в

3.3. Общие сведения о теплообмене

Теплообмен – самопроизвольный необратимый процесс переноса теплоты в пространстве с неоднородным полем температуры.

Температурным полем – называется совокупность значений температур во всех точках пространства в фиксированный момент времени.

Если во всех точках пространства температура одинакова, то такое температурное поле является однородным, в противном случае – неоднородным.

Температурное поле, не изменяющееся во времени, называется стационарным, изменяющееся – нестационарным.

Поле температур определяется положением изотермических поверхностей в пространстве. Каждая точка неоднородного температурного поля кроме значения температуры характеризуется градиентом температуры.

Градиент температуры представляет собой вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону увеличения температуры, скалярная величина которого равна частной производной температуры по направлению нормали.

Интенсивность процесса переноса теплоты характеризуется тепловым потоком и плотностью теплового потока.

Тепловой поток Q (Вт) – количество теплоты, переносимой через какую-нибудь поверхность в единицу времени.

Тепловой поток, приходящийся на единицу площади поверхности, называется плотностью теплового потока q (Вт/м²).

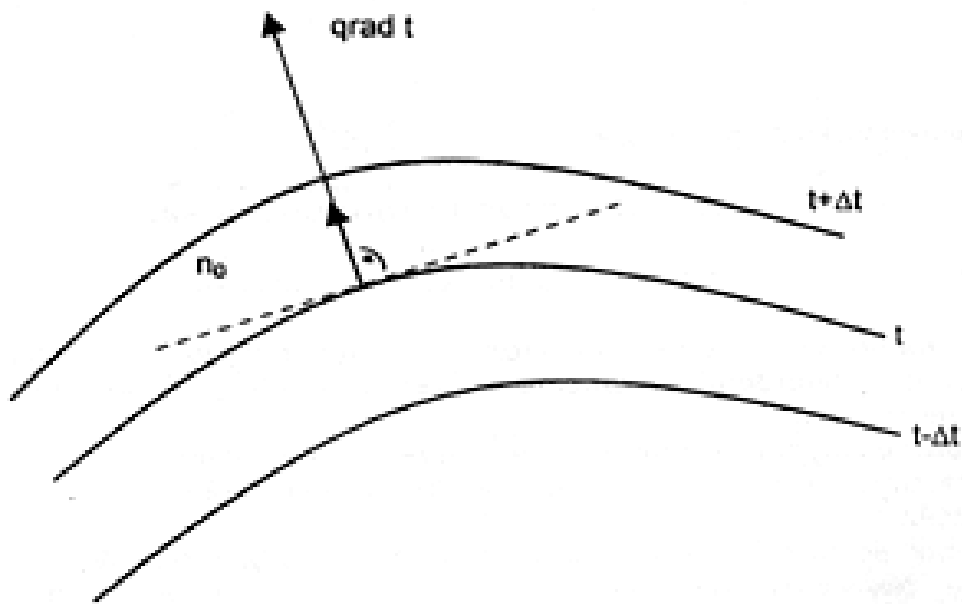


Рис. 3.1. К определению градиента температуры

Теплообмен является сложным процессом, который обычно рассматривают как совокупность трех различных по своей природе элементарных видов теплообмена: теплопроводности, конвективного теплообмена и лучистого теплообмена.

3.4. Теплопроводность

Теплопроводностью называют перенос теплоты, обусловленный наличием градиента температуры и осуществляемый за счет обмена энергией микрочастиц, совершающих тепловое движение, при их непосредственном контакте.

Плотность теплового потока при теплопроводности определяют по закону Фурье

$$q = -\lambda \cdot \text{grad } T, \quad (3.25)$$

где λ – коэффициент теплопроводности Вт/м·К;
 $\text{grad } T$ – градиент температуры, К/м (°С/м).

Коэффициент теплопроводности λ характеризует способность материала проводить теплоту и численно равен плотности теплового потока при градиенте температуры 1 К/м.

Конкретные формулы для расчета плотности теплового потока при теплопроводности для различных случаев получают путем решения дифференциальных уравнений с учетом граничных условий.

Ниже приводятся формулы для простейших случаев переноса теплоты теплопроводностью.

Для плоской однослойной стенки

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_1 - t_2), \quad (3.26)$$

где:

λ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/м.К;

δ – толщина стенки, м;

t_1 и t_2 – температура на поверхности стенки, °С.

Величина $\frac{\lambda}{\delta}$ называется тепловой проводимостью, а обратная

величина $\frac{\delta}{\lambda}$ – термическим сопротивлением стенки.

Для многослойной плоской стенки

$$q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}}, \quad (3.27)$$

где t_1 и t_{n+1} – температура на поверхностях n – слойной стенки, °С;

δ_i – толщина i -го слоя стенки, м;

λ_i – коэффициент теплопроводности материала i -го слоя стенки, Вт/м.К;

n – число слоев стенки.

3.5. Конвективный теплообмен

Конвективный теплообмен осуществляется совместным действием молекулярного переноса теплоты – теплопроводности и конвекции – перемешивания макрообъемов среды с различной температурой. Конвективный теплообмен происходит в текучих средах (жидкостях или газах) с неоднородным полем температуры и скорости.

Конвективный теплообмен между поверхностью твердого тела и текучей средой (жидкостью или газом) называется теплоотдачей.

Плотность теплового потока при теплоотдаче рассчитывается в соответствии с законом Ньютона – Рихмана

$$q = \alpha(t_c - t_{жс}) \text{ Вт/ м}^2, \quad (3.28)$$

где

α – коэффициент теплоотдачи, Вт / м²·К ;

t_c – температура поверхности твердого тела (стенки), °С ;

$t_{жс}$ – температура в ядре потока жидкости (за пределами теплового пограничного слоя), °С.

Коэффициент теплоотдачи характеризует интенсивность конвективного теплообмена между текучей средой и поверхностью твердого тела и численно равен плотности теплового потока при температурном напоре 1 К (°С).

Коэффициент теплоотдачи зависит от многих факторов и обычно определяется с использованием теории подобия и размерностей. При этом экспериментальные данные обобщаются и представляются в виде критериальных уравнений, которые позволяют распространить результаты экспериментов на другие подобные условия. Подо-

бие же устанавливается по равенству определенных безразмерных комплексов – чисел (критериев) подобия.

При исследовании конвективного теплообмена наиболее часто используются нижеприведенные критерии.

Критерий (число) Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}, \quad (3.29)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, $Вт / м^2 K$;

l – характерный размер, $м$;

λ – коэффициент теплопроводности среды (жидкости или газа), $Вт / м K$.

Критерий Нуссельта характеризует интенсивность конвективной теплоотдачи и по существу является безразмерным коэффициентом теплоотдачи. Обычно он является определяемым критерием.

Критерий Эйлера

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho \omega^2}, \quad (3.30)$$

где Δp – перепад давления, $Па$;

ρ – плотность жидкости, $кг / м^3$;

ω – средняя скорость жидкости в потоке, $м / с$.

Критерий Эйлера характеризует соотношение сил давления и сил инерции.

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega \cdot l}{\nu}, \quad (3.31)$$

где ω – средняя скорость жидкости в потоке, $м / с$;

l – характерный размер, $м$;

ν – кинематическая вязкость, $м^2 / с$.

В качестве характерного размера при определении числа Рейнольдса обычно принимается гидравлический диаметр.

Критерий Рейнольдса характеризует режим движения жидкости и выражает соотношение сил инерции и сил вязкого трения в потоке жидкости.

$$\text{Критерий Прандтля} \quad Pr = \frac{\nu}{a}, \quad (3.32)$$

где ν – кинематическая вязкость, m^2 / c ;

a – коэффициент температуропроводности, m^2 / c .

Коэффициент температуропроводности определяется выражением

$$a = \frac{\lambda}{c_p \rho},$$

где λ – коэффициент теплопроводности среды (жидкости или газа), $Вт/м К$;

c_p – удельная массовая изобарная теплоемкость среды, $Дж / кг \cdot К$;

ρ – плотность среды, $кг / м^3$.

Критерий Прандтля отражает подобие полей температур и скоростей текучей среды и по существу является теплофизической характеристикой среды.

Критерий Грасгофа

$$Gr = g\beta \cdot \Delta t \frac{l^3}{\nu^2}, \quad (3.33)$$

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

β – температурный коэффициент объемного расширения, (для газа $\beta = 1/T$), $К^{-1}$.

Δt – температурный напор, $^{\circ}С$;

l – характерный размер, m ;

ν – кинематическая вязкость, m^2/s

Критерий Грасгофа характеризует соотношение подъемной силы, возникающей вследствие разности плотности жидкости с различной температурой, и сил вязкого трения.

В качестве определяемого обычно выступает критерий Нуссельта, рассчитываемый по критериальному уравнению

$$Nu = f(Re, Pr, Eu, Gr).$$

Полученное значение критерия Нуссельта используется для определения коэффициента теплоотдачи из выражения (3.29).

3.6. Теплообмен излучением

При теплообмене излучением перенос энергии в пространстве происходит в виде энергии электромагнитного поля, имеющего квантово-волновую структуру.

Основными количественными характеристиками процесса излучения являются поток излучения и плотность потока излучения.

Поток излучения Q_u (Bm) представляет собой энергию излучения, переносимую через какую-либо поверхность в единицу времени.

Поверхностная плотность потока излучения (интегральная) E (Bm/m^2) равна потоку излучения, приходящему на единицу площади поверхности F , через которую он проходит.

$$E = \frac{Q_u}{F}; \text{ или } E = \frac{dQ_u}{dF} .$$

Лучистый теплообмен сопровождается двойным превращением энергии : тепловой (внутренней энергии) – в лучистую у излучающе-

го тела и лучистой – в тепловую (внутреннюю энергию) у поглощающего тела. При этом часть попадающей на поверхность тела лучистой энергии может поглощаться телом (E_A), часть отражаться (E_R), а часть проходить через тело (E_D).

Тело по восприятию лучистой энергии характеризуется коэффициентами поглощения (A), отражения (R) и пропускания (D), значения которых определяются по формулам:

$$A = \frac{E_A}{E} ; \quad R = \frac{E_R}{E} ; \quad D = \frac{E_D}{E} .$$

Здесь E, E_A, E_R, E_D – соответственно плотность, падающего на поверхность тела, потока излучения, поглощенного, отраженного и пропущенного через тело.

При этом $A + R + D = 1$.

Тело, для которого $A = 1$, называют абсолютно черным; если $R = 1$, такое тело называют зеркальным или абсолютно белым; если $D = 1$, тело называют абсолютно прозрачным.

В природе абсолютных тел нет, и все тела считаются серыми. Серые тела характеризуются степенью черноты, которая равна отношению плотности потока собственного излучения к плотности потока излучения абсолютно черного тела при той же температуре

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

В соответствии с законом Кирхгофа степень черноты тела равна его коэффициенту поглощения, то есть $\varepsilon = A$.

При расчетах теплообмена излучением в основном используют закон Стефана-Больцмана, закон Кирхгофа и закон Ламберта.

Закон Стефана-Больцмана устанавливает связь между плотностью потока излучения абсолютно черного тела и его температурой. Математическая запись этого закона имеет вид :

$$E_0 = \sigma_0 T^4 \quad \text{или} \quad E_0 = c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (3.34)$$

где σ_0 – постоянная излучения абсолютно черного тела

$$(\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}^4);$$

c_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела

$$(c_0 = 5,67 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$$

Для серого тела закон Стефана-Больцмана записывается следующим образом:

$$E = \varepsilon \cdot E_0 = c \left(\frac{T}{100} \right)^4 = \varepsilon \cdot c_0 \left(\frac{T}{100} \right)^4, \quad (3.35)$$

где $c = \varepsilon \cdot c_0$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела;

ε – степень черноты серого тела.

Закон Кирхгофа гласит о том, что отношение плотности потока излучения к его коэффициенту поглощения при данной температуре не зависит от природы тела и равно потоку излучения абсолютно черного тела при той же температуре:

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

Из закона Кирхгофа следует, что степень черноты серого тела равна его коэффициенту поглощения, то есть $\varepsilon = A$.

Закон Ламберта устанавливает зависимость интенсивности излучения от его направления по отношению к поверхности излучения.

$$E_{\varphi} = E_n \cdot \cos \varphi ,$$

где E_{φ} – плотность потока излучения в направлении, составляющем угол φ по отношению к направлению нормали к излучаемой поверхности;

E_n – плотность потока излучения в направлении нормали к излучаемой поверхности.

Расчеты теплообмена излучением довольно сложны. Аналитические решения получены лишь для некоторых простейших случаев. Обычно плотность потока, передаваемого излучением между двумя поверхностями в прозрачной среде, определяют по формуле

$$E = \varepsilon_{np} \cdot c_0 \cdot \varphi \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] , \quad (3.36)$$

где ε_{np} – приведенная степень черноты системы;

φ – коэффициент облученности (угловой коэффициент), зависящий от взаимного расположения поверхностей.

Формулы для расчета ε_{np} и φ для соответствующих систем теплообмена излучением можно найти в специальной литературе.

3.7. Теплопередача

Теплопередачей называют процесс переноса теплоты от одной среды (теплоносителя) к другой через разделяющую стенку.

Следует отметить, что часто термин " теплопередача" используется в более широком толковании, когда под теплопередачей понимают любой процесс теплообмена.

Основное уравнение теплопередачи имеет вид :

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t , \quad (3.37)$$

где Q – тепловой поток, $Вт$;

K – коэффициент теплопередачи, $Вт / м^2 К$;

F – площадь поверхности теплопередачи, $м^2$;

Δt – температурный напор (разность температур теплоносителей), $^{\circ}С$.

Коэффициент теплопередачи характеризует интенсивность процесса теплопередачи и численно равен плотности теплового потока при температурном напоре $1^{\circ}С$.

Для плоской разделяющей стенки коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} , \quad (3.38)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи с одной и другой стороны разделяющей стенки, $Вт / м^2 \cdot К$;

δ – толщина стенки, $м$;

λ – коэффициент теплопроводности материала стенки, $Вт / м \cdot К$.

Для многослойной стенки из n слоев

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} , \quad (3.39)$$

где δ_i, λ_i – толщина и коэффициент теплопроводности i -го слоя стенки.

В случае цилиндрической разделяющей стенки пользуются ли-

нейным коэффициентом теплопередачи K_l , $Bm/m \cdot K$, который при многослойной стенке рассчитывается по формуле

$$K_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}} . \quad (3.40)$$

Здесь d_i и d_{i+1} – внутренний и наружный диаметры i -го слоя стенки.

При использовании линейного коэффициента теплопередачи удельный тепловой поток, приходящийся на 1м длины, трубы находят по формуле

$$q_l = K_l \cdot \Delta t \cdot \pi , Bm / m ,$$

где Δt – температурный напор (разность температур теплоносителей), $^{\circ}C$.

Коэффициент теплопередачи относительно расчетной поверхности в этом случае находят следующим образом :

$$K = \frac{K_l}{d} , Bm / m^2 \cdot K ,$$

где d – диаметр расчетной поверхности.

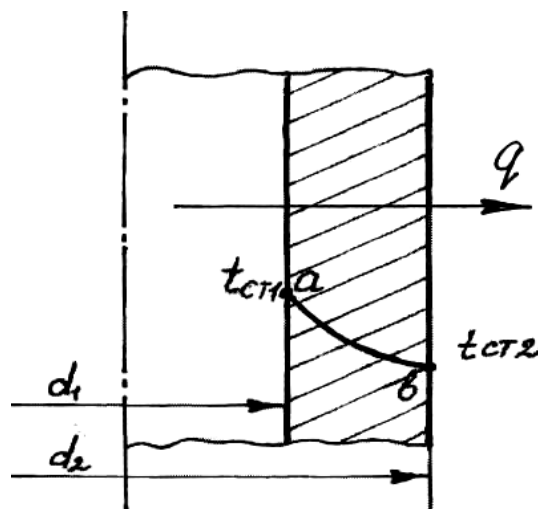


Рис.3.2. Теплопередача через цилиндрическую стенку

3.8. Общие сведения о теплообменниках

Теплообменник – это устройство, предназначенное для передачи теплоты от одного теплоносителя (горячего) другому (холодному).

По принципу действия теплообменники делятся на рекуперативные, регенеративные и смесительные.

В рекуперативных теплообменниках перенос теплоты от одного теплоносителя к другому происходит через разделяющую стенку.

В регенеративных теплообменниках холодный и горячий теплоносители поочередно поступают в теплообменный аппарат или его часть. При этом теплообменник выступает как аккумулятор теплоты, который накапливает ее, когда в нем находится горячий теплоноситель и отдает ее холодному теплоносителю, когда он поступает в теплообменник. Типичным примером регенеративных теплообменников являются воздухонагреватели в газотурбинных установках.

В смесительных теплообменниках перенос теплоты от горячего теплоносителя к холодному осуществляется при их непосредственном контакте и смешивании. Примерами таких теплообменников являются смесительные конденсаторы, градирни и т. п.

Наиболее широкое распространение нашли рекуперативные теплообменники, которые классифицируют по назначению, роду теплоносителей, характеру их движения относительно теплопередающей поверхности и по организации движения теплоносителей относительно друг друга.

3.9. Основы расчета рекуперативных теплообменников

Расчеты теплообменных аппаратов включают тепловой расчет, гидравлические, компоновочные и прочностные расчеты.

Основной задачей теплового расчета теплообменника при его проектировании является определение площади поверхности теплообмена для заданной тепловой мощности теплообменника (теплого потока, передаваемого через поверхность теплообмена). При проверочных расчетах обычно для заданных конструктивных параметров теплообменника определяется тепловой поток, передаваемый через поверхность теплообмена, или температуры теплоносителей на выходе из теплообменника.

Тепловой расчет теплообменника ведут с использованием уравнения теплового баланса и основного уравнения теплопередачи. Уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q_1 = Q_2 + Q_{nom} ,$$

где Q_1 – тепловой поток, отдаваемый горячим теплоносителем, *кВт*;

Q_2 – тепловой поток, воспринимаемый холодным теплоносителем, *кВт*;

Q_{nom} – потери теплоты в окружающую среду в единицу времени, *кВт*.

Учитывая, что величина тепловых потерь мала по сравнению с тепловым потоком, передаваемым через поверхность теплообмена между теплоносителями, часто уравнение теплового баланса используют в виде

$$Q = Q_1 = Q_2 .$$

Здесь величину Q можно считать тепловой мощностью теплообменника.

Как правило, процесс теплообмена в теплообменнике осуществляется при постоянном давлении. В этом случае количество тепло-

ты, отданное или полученное теплоносителем, может быть найдено по разности энтальпий теплоносителей на входе и выходе из теплообменника и уравнение теплового баланса может быть записано следующим образом:

$$Q = m_1 (i'_1 - i''_1) = m_2 (i''_2 - i'_2) , \quad (3.41)$$

где m_1 и m_2 – массовый расход через теплообменник, соответственно, горячего и холодного теплоносителя, $кг/с$;

i'_1 и i''_1 – удельная энтальпия горячего теплоносителя, соответственно, на входе и выходе из теплообменника, $кДж/кг$;

i'_2 и i''_2 – удельная энтальпия холодного теплоносителя, соответственно, на входе и выходе из теплообменника, $кДж/кг$.

При отсутствии фазовых превращений теплоносителей в теплообменнике уравнение теплового баланса можно записать в виде

$$Q = m_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) = m_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2) , \quad (3.42)$$

где c_{p1} и c_{p2} – удельная массовая изобарная теплоемкость, соответственно, горячего и холодного теплоносителя, $кДж/кг К$;

t'_1 и t''_1 – температура горячего теплоносителя, соответственно, на входе и выходе из теплообменника, $^{\circ}C$;

t'_2 и t''_2 – температура холодного теплоносителя, соответственно, на входе и выходе из теплообменника, $^{\circ}C$.

Уравнение теплового баланса обычно используется для определения тепловой мощности теплообменника, либо расхода одного из теплоносителей, либо перепада температур.

Основное уравнение теплопередачи $Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{cp} \cdot 10^{-3}$

обычно используют для расчета площади теплопередачи.

Здесь Q – тепловой поток, передаваемый через поверхность теплообмена (тепловая мощность теплообменника), $кВт$;

K – коэффициент теплопередачи, $Вт / м^2 К$;

F – площадь поверхности теплообмена, $м^2$;

Δt_{cp} – средний температурный напор (усредненная по поверхности теплообменника разность температур горячего и холодного теплоносителя), $^{\circ}С$.

Площадь поверхности теплопередачи из уравнения теплопередачи рассчитывается по формуле

$$F = \frac{Q \cdot 10^3}{K \cdot \Delta t_{cp}} . \quad (3.43)$$

Величина расчетного температурного напора зависит от организации движения теплоносителей друг относительно друга и от начальных и конечных температур теплоносителей. На рисунке 3.3. представлены основные схемы движения теплоносителей в теплообменниках

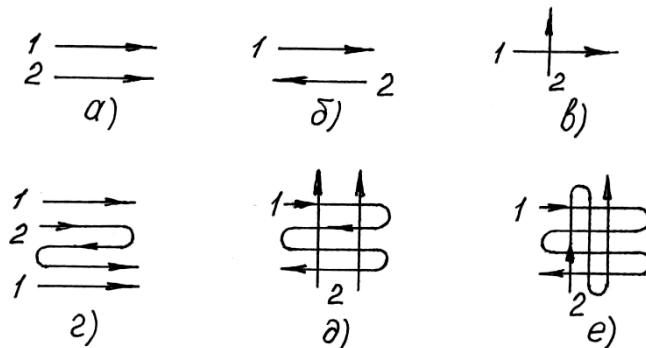


Рис. 3.3. Схемы движения теплоносителей

а – прямоток; б – противоток; в –перекрест;

г –смешанное движение; д, е – сложный перекрест.

Для простейших схем движения – прямотока и противотока расчетный температурный напор определяется как среднелогарифмический

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mu}}}, \quad (3.44)$$

где Δt_{δ} и Δt_{μ} – большее и меньшее значение температурного напора на входе и выходе из теплообменника.

При незначительной разнице Δt_{δ} и Δt_{μ} ($\Delta t_{\delta}/\Delta t_{\mu} \leq 1,7$) расчетный температурный напор можно определять как среднеарифметический

$$\Delta t_{cp} = 0,5(\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\mu}).$$

Характер изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена зависит от схемы движения теплоносителей, соотношения теплоемкостей массовых расходов теплоносителей и наличия фазовых превращений теплоносителей в процессе теплообмена (см. рисунки 3.4., 3.5.).

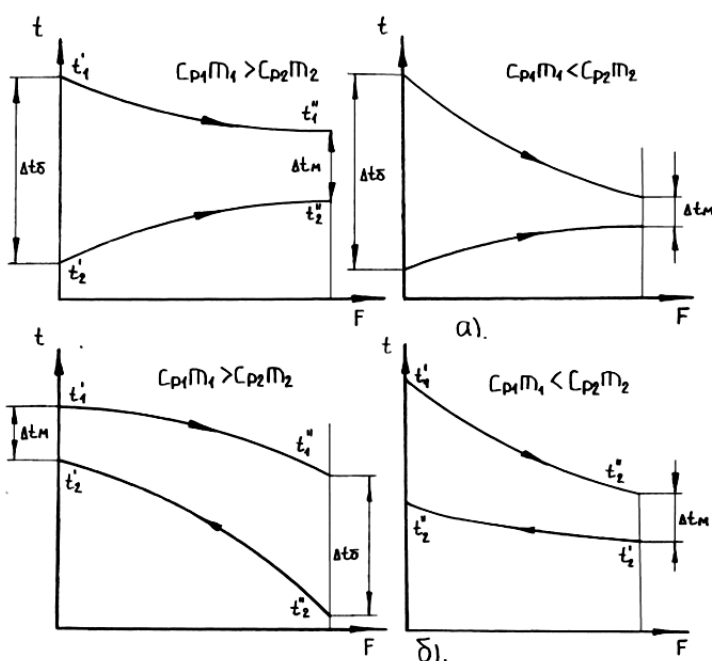


Рис. 3.4. Изменение температуры теплоносителей по поверхности теплообмена при отсутствии фазовых превращений теплоносителей
 а) – прямоток;
 б) - противоток

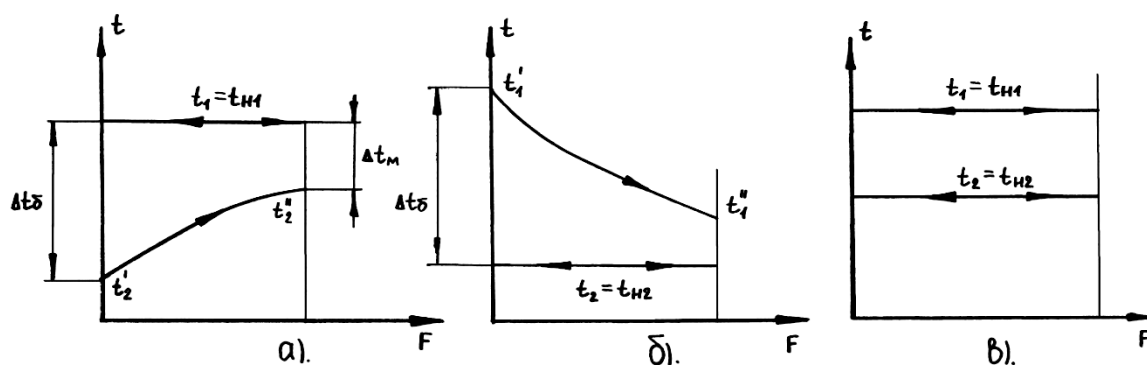


Рис. 3.5. Изменение температуры теплоносителей по поверхности теплообмена при фазовых превращениях теплоносителей

- а) – при конденсации горячего теплоносителя;
- б) – при испарении холодного теплоносителя;
- в) – при фазовых превращениях обоих теплоносителей

При сложных схемах движения теплоносителей средний температурный напор определяют, умножая температурный напор, рассчитанный для противотока, на поправочный коэффициент, который находят по номограммам, приводимым в специальной литературе, с учетом схемы движения теплоносителей и перепадов их температур.

4. Порядок решения задач курсовой работы

4.1. Порядок решения задачи 1

1. Привести условие задачи с индивидуальными исходными данными.
2. Пользуясь справочной литературой, привести значения газовой постоянной, молярной массы и показателя адиабаты для компонентов газовой смеси. Эти данные рекомендуется привести в табличной форме:

Таблица 4.1 – Характеристики компонентов смеси

| Компонент смеси | R, кДж/ кгК | μ , кг/кмоль | k |
|-----------------|-------------|------------------|---|
| 1. | | | |
| 2. | | | |
| 3. | | | |

3. Рассчитать объемные доли компонентов, если смесь задана массовым способом или массовые доли, если смесь задана объемным способом с использованием формул:

для объемных долей

$$r_i = \frac{g_i / \mu_i}{\sum_{i=1}^n g_i / \mu_i} ; \quad (4.1)$$

для массовых долей

$$g_i = \frac{r_i \mu_i}{\sum_{i=1}^n r_i \mu_i} , \quad (4.2)$$

где

g_i – массовая доля i -го газа, входящего в смесь

r_i – объемная доля i -го газа, входящего в смесь

μ_i – молярная масса i -го газа, входящего в смесь ;

n – число компонентов, входящих в смесь.

Значения долей рассчитывать до тысячных и проверить, чтобы их сумма равнялась единице.

4. Рассчитать характеристики газовой смеси – кажущуюся молярную массу, газовую постоянную и теплоемкость. Эти характеристики находятся следующим образом:

Кажущаяся молярная масса смеси

$$\mu_{см} = \sum_{i=1}^n \mu_i r_i . \quad (4.3)$$

Газовая постоянная смеси

$$R_{см} = \sum R_i g_i \quad \text{или} \quad R_{см} = \frac{8314}{\mu_{см}} , \text{ Дж / кг К} . \quad (4.4)$$

Удельная массовая теплоемкость смеси

$$c_{см} = \sum_{i=1}^n g_i c_i . \quad (4.5)$$

В этих формулах

r_i и g_i – соответственно объемная и массовая доля i -го компонента смеси;

μ_i, R_i, c_i – соответственно молярная масса, газовая постоянная, удельная массовая теплоемкость i -го газа, входящего в смесь.

При этом необходимо найти как изохорную $c_{vсм}$, так и изобарную $c_{pсм}$ теплоемкость смеси, подставляя в формулу (4.5) соответственно изохорные и изобарные теплоемкости компонентов смеси. В свою очередь теплоемкости компонентов рассчитываются по формулам:

$$c_{vi} = \frac{R_i}{k_i - 1} ; \quad (4.6)$$

$$c_{pi} = k_i \cdot c_{vi} , \quad (4.7)$$

где k_i – показатель адиабаты i -го компонента смеси.

Результаты расчета теплоемкости смеси рекомендуется представить в табличной форме

Таблица 4.2 – Результаты расчета теплоемкости

| Компонент смеси | C_{vi} , кДж/ кг·К | C_{pi} , кДж/ кг·К | $C_{vсм}$, кДж/ кг·К | $C_{pсм}$, кДж/ кг·К |
|-----------------|-------------------------|-------------------------|--------------------------|--------------------------|
| 1. | | | | |
| 2. | | | | |
| 3. | | | | |

5. Определить неизвестный параметр состояния в начале процесса, используя уравнение состояния

$$p_1 \cdot V_1 = m \cdot R_{см} \cdot T_1 , \quad (4.8)$$

где p_1 – начальное давление, кПа ;

V_1 – начальный объем, м³;

m – масса смеси, кг;

$R_{см}$ – газовая постоянная смеси, кДж/ кг·К ;

T_1 – начальная температура, К.

5. Дать определение процесса, рассчитываемого в соответствии с заданием, и определить параметры системы в конце процесса, используя следующие соотношения:

$$T_2 = T_1 + \Delta T = T_1 + \Delta t ; \quad (4.9)$$

для изохорного процесса:

$$\begin{aligned} V_2 &= V_1 = V ; \\ p_2 &= p_1 \frac{T_2}{T_1} ; \end{aligned} \quad (4.10)$$

для изобарного процесса:

$$\begin{aligned} p_2 &= p_1 = p ; \\ V_2 &= V_1 \frac{T_2}{T_1} . \end{aligned} \quad (4.11)$$

6. Рассчитать количество теплоты, работу и изменение функций состояния в процессе по нижеприведенным формулам.

Для изохорного процесса:

$$\text{теплота (кДж)} - \quad Q_{1-2} = m \cdot c_{v\text{см}}(T_2 - T_1); \quad (4.12)$$

$$\text{работа (кДж)} - \quad L_{1-2} = 0.$$

Для изобарного процесса:

$$\text{теплота (кДж)} - \quad Q_{1-2} = m \cdot c_{p\text{см}}(T_2 - T_1); \quad (4.13)$$

$$\text{работа (кДж)} - \quad L_{1-2} = p(V_2 - V_1). \quad (4.14)$$

Изменение внутренней энергии

$$\Delta U_{1-2} = m \cdot c_{v\text{см}}(T_2 - T_1). \quad (4.15)$$

То есть изменение внутренней энергии равно количеству теплоты в изохорном процессе.

Изменение энтальпии

$$\Delta I_{1-2} = m \cdot c_{p\text{см}}(T_2 - T_1). \quad (4.16)$$

То есть изменение энтальпии равно количеству теплоты в изобарном процессе.

Изменение энтропии:

в изохорном процессе

$$\Delta S_{1-2} = m \cdot c_V \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}; \quad (4.17)$$

в изобарном процессе

$$\Delta S_{1-2} = m \cdot c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}. \quad (4.18)$$

7. Результаты расчетов свести в таблицу следующего вида

Таблица 4.3 – Результаты расчета процесса

| Величина | p , МПа | T , К | v , м ³ /кг | V , м ³ | Q , кДж | L , кДж | ΔU , кДж | ΔI , кДж | ΔS , кДж/К | S , кДж/К |
|-----------------------------------|--------------|---------|-----------------------------|-------------------------|--------------|--------------|---------------------|---------------------|-----------------------|----------------|
| Начало про- цесса (точка 1) | | | | | | | | | | |
| Конец про- цесса (точка 2) | | | | | | | | | | |

8. Построить процесс в координатах $p - V$ и $T - S$.

Для построения графика процесса в координатах $T - S$ необходимо принять значение энтропии S_1 и найти параметры промежуточной точки « a ». При этом значение S_1 принять исходя из удобства построения графика и при выполнении условия $S_2 > 0$. Для промежуточной точки « a » необходимо задаться температурой T_a и рассчитать значение ΔS_a по формуле (4.17) или (4.18), подставляя вместо T_2 величину T_a .

9. Изобразить без расчета на том же планшете, что и рассчитанный процесс, остальные три основных процесса: изотермический, адиабатный и изобарный или изохорный (в зависимости от указанного в задании процесса).

4.2. Порядок решения задачи 2

1. Привести условие задачи с индивидуальными исходными данными.

2. Рассчитать общее термическое сопротивление теплопередаче, являющееся величиной обратной коэффициенту теплопередачи, по формуле

$$R_t = R_r + \sum_{i=1}^n R_i + R_B = \frac{1}{\alpha_r} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B}, \quad (4.19)$$

где $R_r = \frac{1}{\alpha_r}$ – термическое сопротивление теплоотдаче со стороны газа, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;

$R_B = \frac{1}{\alpha_B}$ – термическое сопротивление теплоотдаче со стороны воды, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;

$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ – термическое сопротивление i -го слоя стенки;

n – количество слоев многослойной стенки;

α_r – коэффициент теплоотдачи со стороны газа, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$;

α_B – коэффициент теплоотдачи со стороны воды, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$;

δ_i – толщина i -го слоя стенки, м;

λ_i – коэффициент теплопроводности материала i -го слоя стенки, $\text{Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$.

Результаты расчета термических сопротивлений отдельных слоев стенки и общего термического сопротивления теплоотдаче для оговоренных в условии задачи случаев рекомендуется свести в таблицу, форма которой приведена ниже.

Таблица 4.4. Результаты расчета термических сопротивлений стенки и термического сопротивления теплопередаче

| № слоя | $R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ | $R_t = R_r + \sum R_i + R_B$, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ | | | | |
|-----------------|---|--|-----|-----|-----|-----|
| | | а) | б) | в) | г) | д) |
| 1 | ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| 2 | ... | | | | | |
| $\lambda = 50$ | ... | | | | | |
| $\lambda = 380$ | ... | | | | | |
| 3 | ... | | | | | |
| 4 | ... | | | | | |

3. Определить коэффициент теплопередачи и рассчитать плотность теплового потока для заданных условий.

Коэффициент теплопередачи является величиной обратной термическому сопротивлению теплопередаче

$$K = \frac{1}{R_t}.$$

Плотность теплового потока находится по формуле

$$q = \frac{\Delta t}{R_t} = K \cdot \Delta t, \quad (4.20)$$

где Δt – температурный напор, °C, который равен разности температур теплоносителей (газа и воды).

Результаты расчета коэффициента теплопередачи, плотности теплового потока и их относительная величина (по отношению к случаю «а») свести в таблицу.

Таблица 4.5 Результаты расчета коэффициента теплопередачи и плотности теплового потока

| параметр | значения для случая | | | | |
|--|---------------------|-----|-----|-----|-----|
| | а) | б) | в) | г) | д) |
| $K, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ | ... | ... | ... | ... | ... |
| $q, \text{Вт/м}^2$ | ... | ... | ... | ... | ... |
| относительная величина плотности теплового потока, % | ... | ... | ... | ... | ... |

4. Выполнить расчет температур каждого слоя стенки для случая «д».

Температура на поверхности каждого слоя стенки находится из условия, что для каждого слоя плотность теплового потока имеет одинаковое значение равное q .

Перепад температур в каждом i -ом слое стенки находится по формуле

$$\Delta t_i = q \cdot R_i, \quad (4.21)$$

где R_i – термическое сопротивление i -го слоя стенки.

Соответственно температура на поверхности стенки находится так:

$$t_i = t_{i-1} - \Delta t_i \quad (4.22)$$

Температура t_1 на поверхности стенки со стороны газа находится с учетом термического сопротивления теплоотдаче

$$t_1 = t_r - \frac{q}{\alpha_r}. \quad (4.23)$$

Результаты расчета температур свести в таблицу, образец которой приводится ниже.

Таблица 4.6. Результаты расчета температур слоев стенки

| № слоя | $\Delta t_i, ^\circ C$ | Температура, $^\circ C$ | |
|-----------|------------------------|-------------------------|-----|
| | | t_i | ... |
| 1 | ... | t_1 | ... |
| | | t_2 | ... |
| 2 | ... | t_3 | ... |
| | | t_4 | ... |
| 3 | ... | t_5 | ... |
| | | t_6 | ... |
| 4 | ... | t_7 | ... |
| | | t_8 | ... |

Контроль правильности расчета температур можно осуществить, найдя значение температуры t_5 по температурному напору для теплоотдачи со стороны воды:

$$t_5 = t_B + \frac{q}{\alpha_B} . \quad (4.24)$$

Отклонение значения t_5 от полученного в таблице 6.3 не должно превышать $0,1 \dots 0,2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

5. Построить в масштабе график распределения температур в стенке по данным таблицы 4.6.

6. Выполнить графическое определение температуры слоев стенки.

Для графического определения температуры слоев стенки по оси абсцисс в масштабе следует отложить приведенные в таблице 4.4 значения термических сопротивлений слоев стенки, включая термические сопротивления теплоотдаче с обеих сторон стенки. По оси ординат в масштабе откладывается температура газа t_G с одной стороны стенки и воды t_B – с другой. Соединив соответствующие точки прямой линией, по точкам пересечения этой линии с границами слоев определить искомые значения температур. Сравнить найденные значения температур со значениями, полученными аналитическим расчетом.

7. Сделать заключение по результатам решения задачи.

4.3. Порядок решения задачи 3

1. Привести условие задачи с индивидуальными исходными данными.

2. Из приложений 4 и 5 выписать основные теплофизические характеристики теплоносителей. Для воды при средней температуре

$$t_2 = \frac{t'_2 + t''_2}{2} -$$

плотность ρ_2 , кг/м³, кинематическую вязкость ν_2 , м²/с, коэффициент теплопроводности λ_2 , Вт/м·К, теплоемкость c_2 , кДж/кг·К. Для пара при заданном давлении – температуру t_1 , , энтальпию пара i_1 кДж/кг, энтальпию конденсата i_k кДж/кг.

3. Определить тепловой поток, передаваемый воде

$$Q = m_2 \cdot c_2 (t''_2 - t'_2), \text{ кВт} , \quad (4.25)$$

где m_2 – расход воды через теплообменник, кг/с;

c_2 – теплоемкость воды, кДж/кг·К;

t'_2 и t''_2 – температура воды на входе и выходе соответственно, °С.

В свою очередь $m_2 = m_B / 3600$.

4. Часовой расход греющего пара

$$m_1 = 3600 \frac{Q}{i_{\text{п}} - i_{\text{к}}}, \quad (4.26)$$

где $i_{\text{к}}$ – удельная энтальпия конденсата, рассчитываемая по формуле $i_{\text{к}} = 4,19 \cdot t_{\text{к}}$.

При этом температуру конденсата $t_{\text{к}}$ принимают на 2...4 °С ниже температуры греющего пара.

5. Определить количество трубок в пучке при заданной скорости воды

$$n = \frac{4 \cdot m_2}{\omega \cdot \rho_2 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2}, \quad (4.27)$$

где m_2 - расход воды через теплообменник, кг/с;

ω - скорость движения воды, м/с;

ρ_2 - плотность воды, кг/м³;

$d_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр трубок, м.

При этом $d_{\text{вн}} = d_{\text{н}} - 2\delta$.

Округлить количество трубок до ближайшего целого значения и уточнить значение скорости

$$\omega = \frac{4 \cdot m_2}{n \cdot \rho_2 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2}$$

6. Рассчитать коэффициент теплопередачи как для плоской разделяющей стенки по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.28)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи с одной и другой стороны разделяющей стенки, Вт/м²·К;

δ – толщина стенки, м ;

λ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/м·К.

Для определения коэффициентов теплоотдачи используем теорию подобия и критериальные зависимости [1, 2], конкретный вид которых зависит от условий теплообмена, в том числе режима движения теплоносителей. Режим движения определяется по значению числа Рейнольдса.

Число Рейнольдса, определяющее режим движения, находится по формуле

$$Re = \frac{\omega \cdot d_{\text{ен}}}{\nu}, \quad (4.29)$$

где ω - скорость движения теплоносителя, м/с;

$d_{\text{ен}}$ - характерный (определяющий) размер, м;

ν - кинематическая вязкость, м²/с.

В зависимости от режима движения воды выбираем соответствующий вид критериального уравнения.

При вынужденном движении жидкости в трубах критерий Нуссельта, характеризующий интенсивность теплообмена между стенкой и жидкостью можно определять по формулам [4]

для ламинарного режима (при $Re \leq 2300$)

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25}; \quad (4.30)$$

для переходного режима

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43}; \quad (4.31)$$

для турбулентного режима (при $Re > 10000$)

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{CT}} \right)^{0,25}. \quad (4.32)$$

В формулы (4.30)...(4.32) входят следующие критерии (числа) подобия:

$$\text{Прандтля} - \text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda}; \quad (4.33)$$

$$\text{Грасгофа} - \text{Gr} = g\beta\Delta t \frac{l^3}{\nu^2}, \quad (4.34)$$

Здесь ω – скорость движения жидкости, м/с ;

d – внутренний диаметр (гидравлический диаметр) трубы, м ;

ν – кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$;

$\alpha = \frac{\lambda}{c_p \rho}$ – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$;

λ – коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/м К ;

c_p – удельная массовая изобарная теплоёмкость жидкости, Дж/кг К ;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

β – температурный коэффициент объёмного расширения жидкости, К^{-1} ;

Δt – температурный напор (разность температур стенки и жидкости);

l – характерный размер, м , в качестве которого принимается внутренний диаметр трубы при горизонтальном и длина трубы при вертикальном расположении труб;

$\text{Pr}_{\text{жс}}$ - число Прандтля при температуре жидкости в ядре потока;

Pr_c - число Прандтля при температуре стенки.

Температурой стенки предварительно задаются и при необходимости это значение уточняют методом последовательных приближе-

ний. В первом приближении температуру стенки можно принять равной среднему значению между температурами теплоносителей.

Учитывая, что
$$Nu_2 = \frac{\alpha_2 d_{\text{вн}}}{\lambda_2},$$

находим значение коэффициента теплоотдачи со стороны воды

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{вн}}} \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}. \quad (4.35)$$

Коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации пара на наружной поверхности горизонтального пучка труб рассчитывают по эмпирической формуле

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_t \cdot \varepsilon_r \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \cdot \rho^2 \cdot r_d \cdot g}{\mu(t_d - t_{\text{ст}})d_{\text{н}}}}, \quad (4.36)$$

где ε – коэффициент, зависящий от количества труб в пучке, расположенных по вертикали (находят по справочной литературе []; в нашем случае предварительно можно принять $\varepsilon = 0,6$);

ε_t – поправочная функция, учитывающая свойства конденсата при температуре кипения.

$$\varepsilon_t = \left[(\lambda_{\text{ст}}/\lambda)^3 \cdot \mu/\mu_{\text{ст}} \right]^{1/8},$$

где λ и μ – коэффициент теплопроводности и динамическая вязкость конденсата при температуре кипения (насыщения);

$\lambda_{\text{ст}}$ и $\mu_{\text{ст}}$ – то же при температуре стенки;

ε_r – коэффициент, зависящий от содержания неконденсирующихся газов в парах, (при их отсутствии $\varepsilon_r = 1$);

r_d – теплота парообразования, Дж/кг;

g – ускорение свободного падения, м/с².

В нашем случае принимаем заданное значение коэффициента теплоотдачи α_1 .

Найденные значения коэффициентов теплоотдачи подставляем в формулу для коэффициента теплопередачи.

7. Определить расчетный температурный напор как среднелогарифмический

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m}}, \quad (4.37)$$

где $\Delta t_{\bar{o}}$ и Δt_m – большее и меньшее значение температурного напора на входе и выходе из теплообменника.

8. Площадь поверхности теплопередачи из уравнения теплопередачи рассчитывается по формуле

$$F = \frac{Q \cdot 10^3}{K \cdot \Delta t_{cp}}. \quad (4.38)$$

9. Рассчитать число ходов трубной части теплообменника

$$z = \frac{F}{n \cdot l \cdot \pi \cdot d_{вн}}, \quad (4.39)$$

где n – количество труб в пучке;

z – число ходов трубной части теплообменника;

l – расчетная длина трубной части;

$d_{вн}$ – внутренний диаметр трубок, м.

Полученное значение округлить до ближайшего целого числа и уточнить длину трубной части с использованием формулы

$$l = \frac{F}{n \cdot z \cdot \pi \cdot d_{\text{BH}}}, \quad (4.39)$$

Полученное значение округлить до величины, кратной 0,1 м.

10. Внутренний диаметр кожуха можно рассчитать по формуле

$$D = \sqrt{\frac{\pi \cdot b^2 \cdot n \cdot z}{4 \cdot \varphi}} + 0,012, \quad (4.41)$$

где b – шаг разбивки трубной доски, м ($b = d_{\text{H}} + 0,006$ м) ;

φ – коэффициент использования площади трубной доски ($\varphi = 0,7 \dots 0,9$). При этом меньшие значения принимаются для многоходовых теплообменников.

11. Изобразить схему теплообменника.

Литература

1. Амерханов Р.А., Драганов Б.Х. Теплотехника. – М.: Энергоатомиздат, 2006.
2. Исаченко В.П. и др. Теплопередача. – М.: Энергоиздат, 1981.
3. Теплотехника. /Под ред. А.П. Баскакова.- М.: Энергоатомиздат, 1991.
4. Теплотехника. /Под ред. В.Н. Луканина.- М.: Высшая школа, 2000.

Приложения

Приложение 1

Образцы оформления листов расчетно-пояснительной записки

ФГБОУ ВПО

«БРЯНСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

Инженерно-технологический факультет

Кафедра ТОЖиПП

**Курсовая работа
по теплотехнике**

Выполнил:

студент группы _____

Проверил:

доцент Чащинов В.И.

Брянск 20_____

Введение.

(Образец для листа с началом раздела)

| | | | | | | | | |
|-----------|------|-------------|-------|------|-----------------------------|-------------|------|--------|
| | | | | | <i>КРТТ ХХХ 000. 001 ПЗ</i> | | | |
| Изм. | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | | | |
| Разраб. | | Иванова Ю.И | | | Введение | Лит. | Лист | Листов |
| Провер. | | Чащинов В.И | | | | | 4 | |
| | | | | | | | | |
| Н. Контр. | | | | | | | | |
| Утв. | | | | | | | | |
| | | | | | | БГСХА В-212 | | |

(Лист пояснительной записки)

| | | | | | | |
|-------------|-------------|--------------------|----------------|-------------|--|-------------|
| | | | | | | <i>Лист</i> |
| <i>Изм.</i> | <i>Лист</i> | <i>№ документа</i> | <i>Подпись</i> | <i>Дата</i> | | 5 |

Исходные данные для задач курсовой работы

Исходные данные для задачи 1

| Порядковый номер цифры шифра | Параметр | Цифра шифра задания | | | | | | | | | | |
|------------------------------|------------------------|---------------------|-----|-----|-----------|-----|-----------|-----------|------|-----|-----|----|
| | | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | |
| Первая | m , кг | 2 | 4 | 6 | 8 | 7 | 5 | 3 | 9 | 10 | 11 | |
| | Смесь по компонентам | Вариант 1 | | | Вариант 2 | | | Вариант 3 | | | | |
| Вторая | Долевой состав, % | 1 | 75 | 60 | 55 | 45 | 30 | 75 | 60 | 55 | 45 | 30 |
| | | 2 | 18 | 26 | 28 | 31 | 38 | 18 | 26 | 28 | 31 | 38 |
| | | 3 | 7 | 14 | 17 | 24 | 32 | 7 | 14 | 17 | 24 | 32 |
| | Вид долей | Массовые | | | | | Объемные | | | | | |
| Третья | t_1 , °C | 20 | 40 | 80 | 120 | 100 | 10 | 30 | 50 | 90 | 110 | |
| | Δt , °C | 110 | 95 | -90 | -75 | 120 | 115 | 130 | -90 | 85 | -80 | |
| | Процесс | Изохорный | | | | | Изобарный | | | | | |
| | V_1 , м ³ | 3,5 | 2,6 | 4,2 | 5,8 | 6,5 | - | - | - | - | - | |
| | p_1 , МПа | - | - | - | - | - | 0,15 | 0,85 | 0,35 | 0,6 | 1,2 | |

Варианты смеси по компонентам

| № компонента | Компонентный состав смеси | | |
|--------------|--------------------------------------|----------------------------|----------------------------|
| | Вариант 1 | Вариант 2 | Вариант 3 |
| 1 | Кислород (O ₂) | Азот (N ₂) | Окись углерода (CO) |
| 2 | Водород (H ₂) | Гелий (He) | Кислород (O ₂) |
| 3 | Двуокись углерода (CO ₂) | Кислород (O ₂) | Метан (CH ₄) |

Исходные данные для задачи 2

| Порядковый номер цифры шифра | Параметр | Цифра шифра задания | | | | | | | | | |
|------------------------------|------------------------------------|---------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Первая | $t_{Г}$, °C | 600 | 650 | 700 | 800 | 850 | 900 | 950 | 1000 | 750 | 550 |
| | $t_{В}$, °C | 20 | 80 | 60 | 45 | 90 | 75 | 50 | 120 | 70 | 40 |
| Вторая | $\alpha_{В}$, Вт/м ² К | 1400 | 1600 | 2000 | 2300 | 2400 | 2600 | 1700 | 2200 | 1800 | 1900 |
| | $\alpha_{Г}$, Вт/м ² К | 85 | 90 | 87 | 75 | 80 | 95 | 72 | 83 | 78 | 70 |
| Третья | δ_1 , мм | 0,8 | 0,9 | 0,7 | 1,1 | 1,0 | 1,2 | 0,8 | 0,7 | 1,0 | 0,9 |
| | δ_2 , мм | 5 | 6 | 7 | 8 | 5,5 | 6,5 | 7,5 | 8,5 | 9 | 10 |
| | δ_3 , мм | 1,5 | 4,0 | 3,0 | 2,5 | 2,0 | 3,0 | 3,5 | 2,0 | 4,0 | 4,5 |
| | δ_4 , мм | 1,0 | 1,1 | 0,6 | 0,8 | 0,9 | 1,0 | 0,5 | 1,1 | 0,7 | 0,8 |

Исходные данные для задачи 3

| Порядковый номер цифры шифра | Параметр | Цифра шифра задания | | | | | | | | | |
|------------------------------|-----------------------------------|---------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Первая | $m_6, \text{т/ч}$ | 15,0 | 15,2 | 15,5 | 15,7 | 16,0 | 16,2 | 16,5 | 17,0 | 17,5 | 18,0 |
| | $t'_2, ^\circ\text{C}$ | 20 | 18 | 13 | 15 | 22 | 16 | 17 | 14 | 19 | 21 |
| | $t''_2, ^\circ\text{C}$ | 95 | 100 | 110 | 97 | 112 | 125 | 98 | 117 | 105 | 115 |
| | $l, \text{м}$ | 2,2 | 2,4 | 2,6 | 2,1 | 2,3 | 2,5 | 2,4 | 2,3 | 2,6 | 2,8 |
| Вторая | $d_n, \text{мм}$ | 32 | 30 | 28 | 27 | 25 | 26 | 24 | 26 | 28 | 30 |
| | $\delta, \text{мм}$ | 1,5 | 2,0 | 2,5 | 1,5 | 2,0 | 3,0 | 2,0 | 2,5 | 2,0 | 2,5 |
| Третья | $\omega, \text{м/с}$ | 0,8 | 0,85 | 0,9 | 0,95 | 1,0 | 1,05 | 1,1 | 1,15 | 1,2 | 1,25 |
| | $\alpha_1, \text{Вт/м}^2\text{К}$ | 6000 | 6300 | 6700 | 6200 | 6400 | 6600 | 5800 | 7000 | 6700 | 6500 |
| | $p_r, \text{МПа}$ | 0,25 | 0,30 | 0,35 | 0,27 | 0,32 | 0,37 | 0,28 | 0,33 | 0,38 | 0,29 |

Основные характеристики важнейших газов

| Газ | Молярная масса, кг/кмоль | Газовая постоянная, кДж/кг·К | Показатель адиабаты |
|---|--------------------------|------------------------------|---------------------|
| Кислород (O ₂) | 32 | 0,2598 | 1,4 |
| Азот (N ₂) | 28 | 0,2968 | 1,4 |
| Гелий (He) | 4 | 2,078 | 1,67 |
| Аргон (Ar) | 40 | 208,2 | 1,67 |
| Водород (H ₂) | 2 | 4,124 | 1,4 |
| Окись углерода (CO) | 28 | 0,2968 | 1,4 |
| Двуокись углерода (CO ₂) | 44 | 0,1889 | 1,29 |
| Сернистый газ (SO ₂) | 64 | 0,1298 | 1,29 |
| Метан (CH ₄) | 16 | 0,5188 | 1,29 |
| Этилен (C ₂ H ₄) | 30 | 0,2966 | 1,29 |
| Аммиак (NH ₃) | 17 | 0,4883 | 1,29 |

Физические свойства воды на линии насыщения

| $t, ^\circ\text{C}$ | $\rho,$ кг/м ³ | $c_p,$ кДж/(кгК) | $\lambda \times 10^2,$ Вт/(м К) | $\nu \times 10^6,$ м ² /с | $\beta \times 10^4,$ К ⁻¹ | $\sigma \times 10^{-4},$ Н/м | Pr |
|---------------------|------------------------------|---------------------|------------------------------------|---|---|---------------------------------|-------|
| 0 | 999,9 | 4,212 | 55,1 | 1,789 | -0,63 | 756,4 | 13,67 |
| 10 | 999,7 | 4,191 | 57,4 | 1,306 | +0,70 | 741,6 | 9,52 |
| 20 | 998,2 | 4,183 | 59,9 | 1,006 | 1,82 | 726,9 | 7,02 |
| 30 | 995,7 | 4,174 | 61,8 | 0,805 | 3,21 | 712,2 | 5,42 |
| 40 | 992,2 | 4,174 | 63,5 | 0,659 | 3,87 | 696,5 | 4,31 |
| 50 | 998,1 | 4,174 | 64,8 | 0,556 | 4,49 | 676,9 | 3,54 |
| 60 | 983,2 | 4,179 | 65,9 | 0,478 | 5,11 | 662,2 | 2,98 |
| 70 | 977,8 | 4,187 | 66,8 | 0,415 | 5,70 | 643,5 | 2,55 |
| 80 | 971,8 | 4,195 | 67,4 | 0,365 | 6,32 | 625,9 | 2,21 |
| 90 | 965,3 | 4,208 | 68,0 | 0,326 | 6,95 | 607,2 | 1,95 |
| 100 | 958,4 | 4,220 | 68,3 | 0,295 | 7,52 | 588,6 | 1,75 |
| 110 | 951,0 | 4,233 | 68,5 | 0,272 | 8,08 | 569,0 | 1,60 |
| 120 | 943,1 | 4,250 | 68,6 | 0,252 | 8,64 | 548,4 | 1,47 |
| 130 | 934,8 | 4,266 | 68,6 | 0,233 | 9,19 | 528,8 | 1,36 |
| 140 | 926,1 | 4,287 | 68,5 | 0,217 | 9,72 | 507,2 | 1,26 |
| 150 | 917,0 | 4,313 | 68,4 | 0,203 | 10,3 | 486,6 | 1,17 |
| 160 | 907,4 | 4,346 | 68,3 | 0,191 | 10,7 | 466,0 | 1,10 |
| 170 | 897,3 | 4,380 | 67,9 | 0,181 | 11,3 | 443,4 | 1,05 |
| 180 | 886,9 | 4,417 | 67,4 | 0,173 | 11,9 | 422,8 | 1,00 |
| 190 | 876,0 | 4,459 | 67,0 | 0,165 | 12,6 | 400,2 | 0,96 |
| 200 | 863,0 | 4,505 | 66,3 | 0,158 | 13,3 | 376,7 | 0,93 |
| 210 | 852,8 | 4,555 | 65,5 | 0,153 | 14,1 | 354,1 | 0,91 |
| 220 | 840,3 | 4,614 | 64,5 | 0,149 | 14,8 | 331,6 | 0,89 |
| 230 | 827,3 | 4,681 | 63,7 | 0,145 | 15,9 | 310,0 | 0,88 |
| 240 | 813,6 | 4,756 | 62,8 | 0,141 | 16,8 | 285,5 | 0,87 |
| 250 | 799,0 | 4,844 | 61,8 | 0,137 | 18,1 | 261,9 | 0,86 |
| 260 | 784,0 | 4,949 | 60,5 | 0,135 | 19,7 | 237,4 | 0,87 |
| 270 | 767,9 | 5,070 | 59,0 | 0,133 | 21,6 | 214,8 | 0,88 |
| 280 | 750,7 | 5,230 | 57,4 | 0,131 | 23,7 | 191,3 | 0,90 |
| 290 | 732,3 | 5,485 | 55,8 | 0,129 | 26,2 | 168,7 | 0,93 |
| 300 | 712,5 | 5,736 | 54,0 | 0,128 | 29,2 | 144,2 | 0,97 |
| 310 | 691,1 | 6,071 | 52,3 | 0,128 | 32,9 | 120,7 | 1,03 |
| 320 | 667,1 | 6,574 | 50,6 | 0,128 | 38,2 | 98,10 | 1,11 |
| 330 | 640,2 | 7,244 | 48,4 | 0,127 | 43,3 | 76,71 | 1,22 |
| 340 | 610,1 | 8,165 | 45,7 | 0,127 | 53,4 | 56,70 | 1,39 |
| 350 | 574,4 | 9,504 | 43,0 | 0,126 | 66,8 | 38,16 | 1,60 |
| 360 | 528,0 | 13,984 | 39,5 | 0,126 | 109 | 20,21 | 2,35 |
| 370 | 450,5 | 40,321 | 33,7 | 0,126 | 264 | 4,71 | 6,79 |

Параметры насыщенного водяного пара

| Давление p , МПа | Температура насыщения t , °С | Удельный объем v , м ³ /кг | Энтальпия i' , кДж/кг | Теплота парообразо- вания r , кДж/кг |
|-----------------------|--------------------------------------|---|----------------------------|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 0,001 | 6,92 | 129,9 | 2513 | 2484 |
| 0,002 | 17,51 | 66,97 | 2533 | 2459 |
| 0,004 | 28,98 | 34,81 | 2554 | 2433 |
| 0,006 | 36,18 | 23,74 | 2567 | 2415 |
| 0,008 | 41,54 | 18,10 | 2576 | 2402 |
| 0,010 | 45,84 | 14,68 | 2584 | 2392 |
| 0,012 | 49,45 | 12,35 | 2591 | 23,84 |
| 0,014 | 52,08 | 10,69 | 2596 | 2376 |
| 0,016 | 55,34 | 9,44 | 2601 | 2370 |
| 0,018 | 57,82 | 8,45 | 2605 | 2363 |
| 0,020 | 60,08 | 7,647 | 2609 | 2358 |
| 0,025 | 64,99 | 6,202 | 2618 | 2346 |
| 0,030 | 69,12 | 5,232 | 2625 | 2236 |
| 0,040 | 75,88 | 3,997 | 2636 | 2318 |
| 0,050 | 81,35 | 3,243 | 2645 | 2204 |
| 0,060 | 85,95 | 2,732 | 2653 | 2293 |
| 0,070 | 89,97 | 2,364 | 2660 | 2283 |
| 0,080 | 93,52 | 2,087 | 2665 | 2273 |
| 0,090 | 96,72 | 1,869 | 2670 | 2265 |
| 0,100 | 99,64 | 1,694 | 2675 | 2258 |
| 0,120 | 104,81 | 1,429 | 2883 | 2244 |
| 0,140 | 109,33 | 1,236 | 2690 | 2232 |
| 0,160 | 113,32 | 1,0 | 2696 | 2221 |
| 0,180 | 116,94 | 91 | 2702 | 2211 |
| 0,200 | 120,23 | 0,9772 0,8854 | 2707 | 2202 |
| 0,220 | 123,27 | 0,8098 | 2711 | 2193 |
| 0,240 | 126,09 | 0,7465 | 2715 | 2185 |
| 0,260 | 128,73 | 0,6925 | 2719 | 2178 |
| 0,280 | 131,20 | 0,6461 | 2722 | 2171 |
| 0,300 | 133,54 | 0,6057 | 2725 | 2164 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|-------|--------|--------|------|------|
| 0,320 | 135,75 | 0,5701 | 2728 | 2157 |
| 0,340 | 137,86 | 0,5386 | 2731 | 2151 |
| 0,360 | 139,87 | 0,5104 | 2734 | 2145 |
| 0,380 | 141,79 | 0,4852 | 2736 | 2139 |
| 0,400 | 143,62 | 0,4624 | 2738 | 2133 |
| 0,450 | 147,92 | 0,4139 | 2744 | 2121 |
| 0,500 | 151,84 | 0,3747 | 2749 | 2109 |
| 0,600 | 158,84 | 0,3156 | 2757 | 2086 |
| 0,700 | 164,96 | 0,2728 | 2764 | 2067 |
| 0,800 | 170,42 | 0,2403 | 2769 | 2048 |
| 1,000 | 179,88 | 0,1946 | 2778 | 2015 |
| 1,200 | 187,95 | 0,1633 | 2785 | 1987 |
| 1,400 | 195,04 | 0,1408 | 2790 | 1960 |
| 1,600 | 201,36 | 0,1238 | 2793 | 1935 |
| 1,800 | 207,10 | 0,1104 | 2796 | 1912 |
| 2,000 | 212,37 | 0,0996 | 2799 | 1891 |

Пример решения задач курсовой работы

Задача 1

Выполнить расчет термодинамической системы, рабочим телом в которой является газовая смесь массой $m = 8$ кг следующего состава

| № п/п | Компонент | Доля, % | Способ задания |
|-------|----------------------------|---------|----------------|
| 1 | Азот (N ₂) | 46 | массовый |
| 2 | Кислород (O ₂) | 28 | |
| 3 | Метан (CH ₄) | 26 | |

В изобарном процессе температура смеси изменяется на величину $\Delta t = 80^{\circ}\text{C}$ при начальных условиях: $t_1 = 25^{\circ}\text{C}$ и $p_1 = 0,4$ МПа.

Требуется рассчитать объемные доли компонентов, найти все параметры состояния в начале и в конце процесса, а также изменение функций состояния, работу и количество теплоты в процессе. Представить процесс в p - V и T - S координатах. Расчеты выполнить, считая рабочее тело идеальным газом.

Решение

Из справочных таблиц выписываем основные характеристики компонентов газовой смеси: газовую постоянную, молярную массу и показатель адиабаты:

для азота – $R_1 = 0,2968$ кДж/кг·К , $\mu_1 = 28$ кг/кмоль , $k_1 = 1,4$;

для кислорода – $R_2 = 0,2598$ кДж/кг·К , $\mu_2 = 32$ кг/кмоль , $k_2 = 1,4$;

для метана – $R_3 = 0,5188$ кДж/кг·К , $\mu_3 = 16$ кг/кмоль , $k_3 = 1,29$.

1. Рассчитываем объемные доли компонентов с использованием формулы

$$r_i = \frac{g_i / \mu_i}{\sum_{i=1}^n g_i / \mu_i} ; \quad (\text{П1.1})$$

где r_i – объемная доля i -го газа, входящего в смесь;

g_i – массовая доля i -го газа, входящего в смесь;

μ_i – молярная масса i -го газа, входящего в смесь ;

n – число компонентов, входящих в смесь.

Подставляя соответствующие данные в формулу (П1.1) получаем:

$$\text{для азота} - r_1 = \frac{0,46/28}{0,46/28 + 0,28/32 + 0,26/16} = 0,397 ;$$

$$\text{для кислорода} - r_2 = \frac{0,28/32}{0,46/28 + 0,28/32 + 0,26/16} = 0,211 ;$$

$$\text{для метана} - R_3 = r_1 = \frac{0,26/16}{0,46/28 + 0,28/32 + 0,26/16} = 0,392 .$$

Правильность расчетов проверяем условием $\sum_{i=1}^n r_i = 1$, которое в нашем

случае выполняется: $0,397 + 0,211 + 0,392 = 1,0$

2. Определяем основные характеристики газовой смеси.

Кажущаяся молярная масса смеси

$$\mu_{см} = \sum_{i=1}^n \mu_i r_i = 28 \cdot 0,397 + 32 \cdot 0,211 + 16 \cdot 0,392 = 24,14 \text{ кг/кмоль.}$$

Газовая постоянная смеси

$$R_{см} = \sum R_i g_i = 0,2968 \cdot 0,46 + 0,2598 \cdot 0,28 + 0,5188 \cdot 0,26 = 0,3442 \text{ кДж/кг} \cdot \text{К} .$$

В этой формуле R_i – молярная масса i -го газа, входящего в смесь.

Удельная массовая теплоемкость смеси рассчитывается по формуле

$$c_{см} = \sum_{i=1}^n g_i c_i , \quad (\text{П1.2})$$

где g_i, c_i – соответственно массовая доля и удельная массовая теплоемкость i -го газа, входящего в смесь.

При этом необходимо найти как изохорную $c_{vсм}$, так и изобарную $c_{pсм}$ теплоемкость смеси, подставляя в формулу (П1.2) соответственно изохорные и изобарные теплоемкости компонентов смеси.

В свою очередь теплоемкости компонентов рассчитываются по формулам:

$$c_{vi} = \frac{R_i}{k_i - 1} ; \quad (\text{П1.3})$$

$$c_{pi} = k_i \cdot c_{vi} , \quad (\text{П1.4})$$

где k_i – показатель адиабаты i -го компонента смеси.

Результаты расчета теплоемкости смеси представляем в табличной форме

Таблица П1.1 – Результаты расчета теплоемкости

| Компонент смеси | c_{vi} , кДж/ кг·К | c_{pi} , кДж/ кг·К | $c_{vсм}$, кДж/ кг·К | $c_{pсм}$, кДж/ кг·К |
|-----------------|-------------------------|-------------------------|--------------------------|--------------------------|
| 1. Азот | 0,742 | 1,039 | 0,988 | 1,332 |
| 2. Кислород | 0,6495 | 0,909 | | |
| 3. Метан. | 1,789 | 2,308 | | |

3. Определяем параметры состояния в начале и в конце процесса.

К параметрам состояния относятся термодинамическая температура – T ,
давление – p и удельный объем – v .

В нашем случае начальная температура и давление заданы и составляют соответственно

$$T_1 = t_1 + 273 = 25 + 273 = 298 \text{ К и } p_1 = 0,4 \text{ МПа .}$$

Удельный объем в начале процесса определим из уравнения состояния для 1 кг газа

$$p_1 \cdot v_1 = R_{см} \cdot T_1 , \quad (\text{П1.5})$$

где

p_1 – начальное давление, кПа ;

v_1 – начальный удельный объем, м³/кг ;

$R_{см}$ – газовая постоянная смеси, кДж/ кг·К ;

T_1 – начальная температура, К.

$$v_1 = \frac{R_{см} \cdot T_1}{p_1} = \frac{0,3442 \cdot 298}{400} = 0,2564 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

При этом объем занимаемый смесью в начале процесса, составляет

$$V_1 = m \cdot v_1 = 8 \cdot 0,2564 = 2,0512 \text{ м}^3 .$$

Заданный в условии задачи изобарный процесс является процессом, протекающим при постоянном давлении. Поэтому давление в конце процесса

$$p_2 = p_1 = 0,4 \text{ МПа} .$$

С учетом условия задачи температура в конце процесса будет равна

$$T_2 = T_1 + \Delta T = T_1 + \Delta t = 298 + 80 = 378 \text{ К}.$$

Удельный объем в конце процесса найдем по соотношению начальных и конечных параметров, вытекающего из уравнения изобарного процесса:

$$v_2 = v_1 \frac{T_2}{T_1} = 0,2564 \frac{378}{298} = 0,3252 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Соответственно объем смеси в конце процесса составит

$$V_1 = m \cdot v_2 = 8 \cdot 0,3252 = 2,6016 \text{ м}^3 .$$

4. Рассчитаем количество теплоты, работу и изменение функций состояния в процессе.

Количество теплоты в изобарном процессе

$$Q_{1-2} = m \cdot c_{p\text{см}} \cdot \Delta T = 8 \cdot 1,332 \cdot 80 = 852,48 \text{ кДж} .$$

Работа в нашем процессе

$$L_{1-2} = p(V_2 - V_1) = 400 (2,6016 - 2,0512) = 220,16 \text{ кДж}.$$

Изменение внутренней энергии

$$\Delta U_{1-2} = m \cdot c_{v\text{см}} \cdot \Delta T = 8 \cdot 0,988 \cdot 80 = 632,32 \text{ кДж} .$$

Изменение энтальпии для изобарного процесса равно количеству теплоты в процессе, то есть

$$\Delta I_{1-2} = Q_{1-2} = 852,48 \text{ кДж} .$$

Изменение энтропии рассчитываем по формуле

$$\Delta S_{1-2} = m \cdot c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} = 8 \cdot 1,332 \cdot \ln \frac{378}{298} = 2,534 \text{ кДж/К} .$$

Полученные результаты расчёта процесса сведем в таблицу. При этом для построения графика процесса в координатах T - S примем значение $S_1 = 0,5 \text{ кДж/К}$ и определим положение промежуточной точки « a », для которой зададимся значением температуры $T_a = 340 \text{ К}$.

Таблица П1.2 – Результаты расчета процесса

| Величина | p , МПа | T , К | v , м ³ /кг | V , м ³ | Q , кДж | L , кДж | ΔU , кДж | ΔI , кДж | ΔS , кДж/К | S , кДж/К |
|---------------------------------|--------------|---------|-----------------------------|----------------------|--------------|-----------|---------------------|---------------------|-----------------------|----------------|
| Начало процесса (точка 1) | 0,4 | 298 | 0,2564 | 2,0512 | 852,48 | 220,16 | 632,32 | 852,48 | 2,534 | 0,5 |
| Конец процесса (точка 2) | 0,4 | 378 | 0,3252 | 2,6016 | | | | | | 3,036 |

Изменение энтропии ΔS_a для промежуточной точки составляет

$$\Delta S_a = m \cdot c_p \cdot \ln \frac{T_a}{T_1} = 8 \cdot 1,332 \cdot \ln \frac{340}{298} = 1,405 \text{ кДж/К}.$$

Соответственно энтропия промежуточной точки

$$S_a = S_1 + \Delta S_a = 0,5 + 1,405 = 1,905 \text{ кДж/кг}.$$

Рассчитанный процесс представлен на рис. П1.1 в координатах p - V и T - S .

На этом же рисунке изображены также изохорный (1-3), изотермический (1-4) процессы с подводом теплоты и адиабатный процесс расширения (1-5). При этом эти процессы представлены без расчета, исходящими из той же начальной точки, что и заданный процесс.

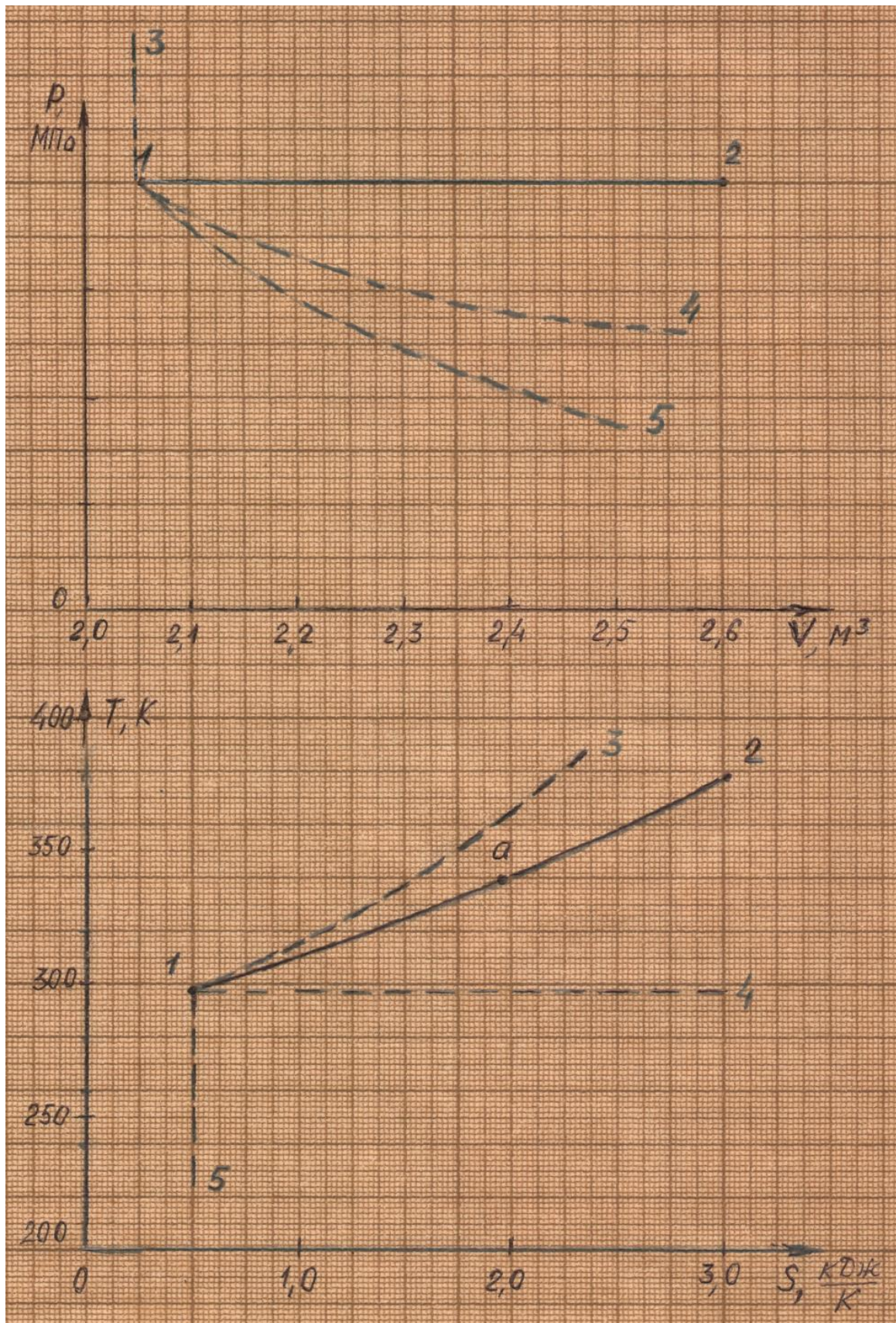


Рис. П1.1. Графическое представление процессов

Задача 2

Определить термическое сопротивление, коэффициент теплопередачи и плотность теплового потока при передаче теплоты от газообразных продуктов сгорания с температурой $t_r = 950 \text{ }^\circ\text{C}$ воде, имеющей температуру $t_B = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, через многослойную плоскую разделяющую стенку при заданных коэффициентах теплоотдачи со стороны газа $\alpha_r = 110 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ и со стороны воды $\alpha_B = 1110 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ для следующих случаев:

- а) стенка чистая стальная, толщиной $\delta_2 = 13 \text{ мм}$ при $\lambda_2 = 50 \text{ Вт/м К}$;
- б) стенка чистая медная, толщиной $\delta_2 = 13 \text{ мм}$ при $\lambda_2 = 380 \text{ Вт/м К}$;
- в) стенка стальная, покрытая со стороны воды слоем накипи толщиной $\delta_3 = 7 \text{ мм}$ при $\lambda_3 = 2 \text{ Вт/м К}$;
- г) в дополнение к случаю «в» слой накипи покрыт масляной плёнкой толщиной δ_4 при $\lambda_4 = 0,2 \text{ Вт/м К}$;
- д) в дополнение к случаю «г» со стороны газа имеется слой сажи толщиной $\delta_1 = 1 \text{ мм}$ при $\lambda_1 = 0,23 \text{ Вт/м К}$.

Приняв для случая «а» тепловой поток за 100%, подсчитать в процентах тепловой поток для остальных случаев.

Для случая «д» определить аналитически и графически температуру всех слоёв стенки и построить график распределения температур по толщине стенки.

Решение

1. Определяем термическое сопротивление теплопередаче и отдельных слоев стенки.

Термическое сопротивление теплопередаче складывается из термических сопротивлений теплоотдаче со стороны газов и со стороны воды и термических сопротивлений теплопроводности отдельных слоев многослойной стенки. То есть общее термическое сопротивление теплопередаче, являющееся величиной обратной коэффициенту теплопередачи, находится по формуле

$$R_t = R_r + \sum_{i=1}^n R_i + R_B = \frac{1}{\alpha_r} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B}, \quad (\text{П2.1})$$

где $R_r = \frac{1}{\alpha_r}$ - термическое сопротивление теплоотдаче со стороны газа, $\text{м}^2\cdot\text{К/Вт}$;

$R_B = \frac{1}{\alpha_B}$ - термическое сопротивление теплоотдаче со стороны воды,
 $m^2 \cdot K / Bm$;

$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ - термическое сопротивление i -го слоя стенки, $m^2 \cdot K / Bm$;

n - количество слоев многослойной стенки;

α_r - коэффициент теплоотдачи со стороны газа, $Bm / m^2 \cdot K$;

α_B - коэффициент теплоотдачи со стороны воды, $Bm / m^2 \cdot K$;

δ_i - толщина i -го слоя стенки, m ;

λ_i - коэффициент теплопроводности материала i -го слоя стенки, $Bm / m \cdot K$.

Таким образом, для приведенных в условии задачи исходных данных:

$$R_r = \frac{1}{110} = 0,00909 \text{ } m^2 \cdot K / Bm; \quad R_B = \frac{1}{1100} = 0,00091 \text{ } m^2 \cdot K / Bm.$$

Результаты расчета термических сопротивлений отдельных слоев стенки и общего термического сопротивления теплоотдаче для оговоренных в условии задачи случаев приведены в таблице П2.1.

Таблица П2.1 – Результаты расчета термических сопротивлений стенки и термического сопротивления теплопередаче

| № слоя | $R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$, $m^2 \cdot K / Bm$ | $R_t = R_r + \sum R_i + R_B, m^2 \cdot K / Bm$ | | | | |
|-------------------|--|--|---------|---------|---------|---------|
| | | а) | б) | в) | г) | д) |
| 1 | 0,00435 | 0,01026 | 0,01003 | 0,01376 | 0,01876 | 0,02311 |
| $\lambda = 50$ | 0,00026 | | | | | |
| 2 $\lambda = 380$ | 0,00003 | | | | | |
| 3 | 0,0035 | | | | | |
| 4 | 0,005 | | | | | |

2. Определяем коэффициент теплопередачи и плотность теплового потока

Коэффициент теплопередачи является величиной обратной термическому сопротивлению теплопередаче

$$K = \frac{1}{R_t}$$

Плотность теплового потока находится по формуле:

$$q = \frac{\Delta t}{R_t} = K \cdot \Delta t, \quad (\text{П2.2})$$

где Δt - температурный напор, $^{\circ}\text{C}$.

Температурный напор равен разности температур теплоносителей, и для нашего случая

$$\Delta t = t_r - t_B = 950 - 55 = 895 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Результаты расчета коэффициента теплопередачи, плотности теплового потока и их относительная величина (по отношению к случаю «а») приведены в таблице П1.2.

Таблица П1.2 – Результаты расчета коэффициента теплопередачи и плотности теплового потока

| Параметр | Значения для случая | | | | |
|--|---------------------|-------|-------|-------|-------|
| | а) | б) | в) | г) | д) |
| $K, \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$ | 97,47 | 99,70 | 72,67 | 53,30 | 43,27 |
| $q, \text{Вт}/\text{м}^2$ | 87236 | 89232 | 65040 | 47704 | 38727 |
| относительная величина плотности теплового потока, % | 100 | 102,3 | 74,6 | 54,7 | 44,4 |

3. Аналитическое определение температуры на поверхности слоев стенки

Расчет температур для каждого слоя стенки ведем для случая «д».

Температура на поверхности каждого слоя стенки находится из условия, что для каждого слоя плотность теплового потока имеет одинаковое значение и составляет $q = 38727 \text{ Вт/м}^2$. перепад температур в каждом i -ом слое стенки находится по формуле

$$\Delta t_i = q \cdot R_i, \quad (\text{П2.3})$$

где R_i - термическое сопротивление i -го слоя стенки.

Соответственно температура на поверхности стенки находится так:

$$t_i = t_{i-1} + \Delta t_i \quad (\text{П2.4})$$

Температура t_1 на поверхности стенки со стороны газа находится с учетом термического сопротивления теплоотдаче

$$t_1 = t_r - \frac{q}{\alpha_r} = 950 - \frac{38727}{110} = 597,9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Результаты расчета остальных температур приведены в таблице П2.3.

Таблица П2.3 Результаты расчета температур

| № слоя | $\Delta t_i, \text{ } ^\circ\text{C}$ | Температура, $^\circ\text{C}$ | |
|--------|---------------------------------------|-------------------------------|-------|
| | | t_i | |
| 1 | 168,5 | t_1 | 597,9 |
| | | t_2 | 429,4 |
| 2 | 10,1 | t_3 | 419,3 |
| | | t_4 | 283,8 |
| 3 | 135,5 | t_5 | 90,2 |
| | | | |
| 4 | 193,6 | | |
| | | | |

Контроль правильности расчета температур можно осуществить, найдя значение температуры t_5 по температурному напору теплопередачи со стороны воды:

$$t_5 = t_B + \frac{q}{\alpha_B} = 55 + \frac{38727}{1100} = 90,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Совпадение значения t_5 с полученным в таблице П2.3 свидетельствует о правильности расчетов.

Построенный в масштабе график изменения температуры в стенке приведен на рисунке П2.1.

4. Графическое определение температуры слоев стенки

Для графического определения температуры слоев стенки по оси абсцисс в масштабе откладываем приведенные в таблице значения термических сопротивлений слоев стенки, включая термические сопротивления теплоотдаче с обеих сторон стенки. По оси ординат в масштабе откладываем температуры газа t_r и воды t_B (см. рис. П2.2).

Соединив соответствующие точки прямой линией, по точкам пересечения этой линии с границами слоев находим интересующие нас значения температур.

По результатам графического определения температур имеем:

$$t_1 = 600 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad t_2 = 430 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad t_3 = 420 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad t_4 = 285 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad t_5 = 90 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Сравнение этих значений со значениями, полученными аналитическим расчетом говорит о хорошем совпадении результатов графического определения температуры слоев стенки с результатами аналитического расчета (отклонение менее 1 %).

Выполненные расчеты показывают, что наличие накипи на стенке, а также слоя сажи и масляной пленки существенно увеличивают сопротивление теплопередаче и уменьшают плотность теплового потока. Для нашего случая снижение плотности теплового потока по сравнению с чистой стенкой составило 55,6 %.

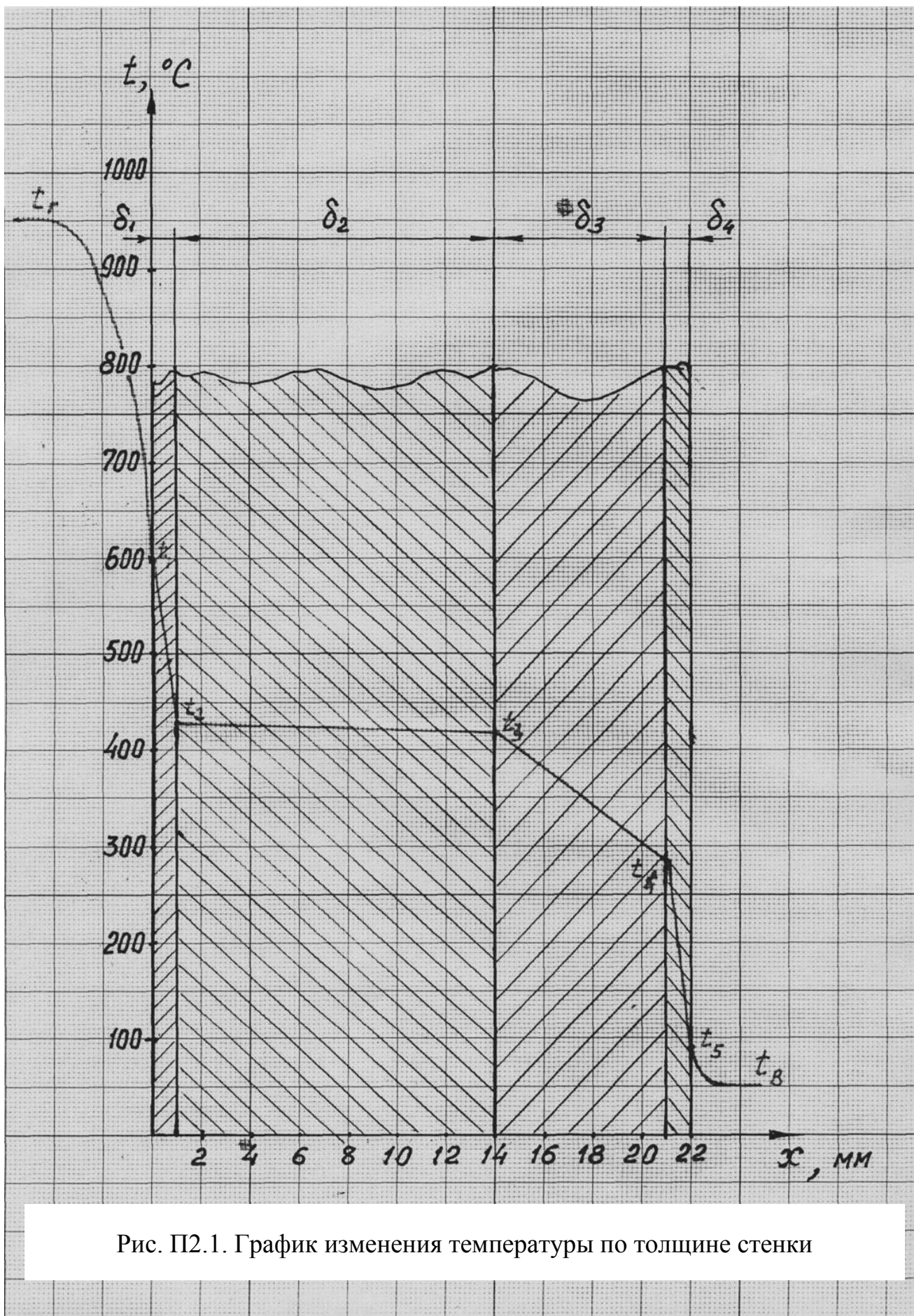


Рис. П2.1. График изменения температуры по толщине стенки

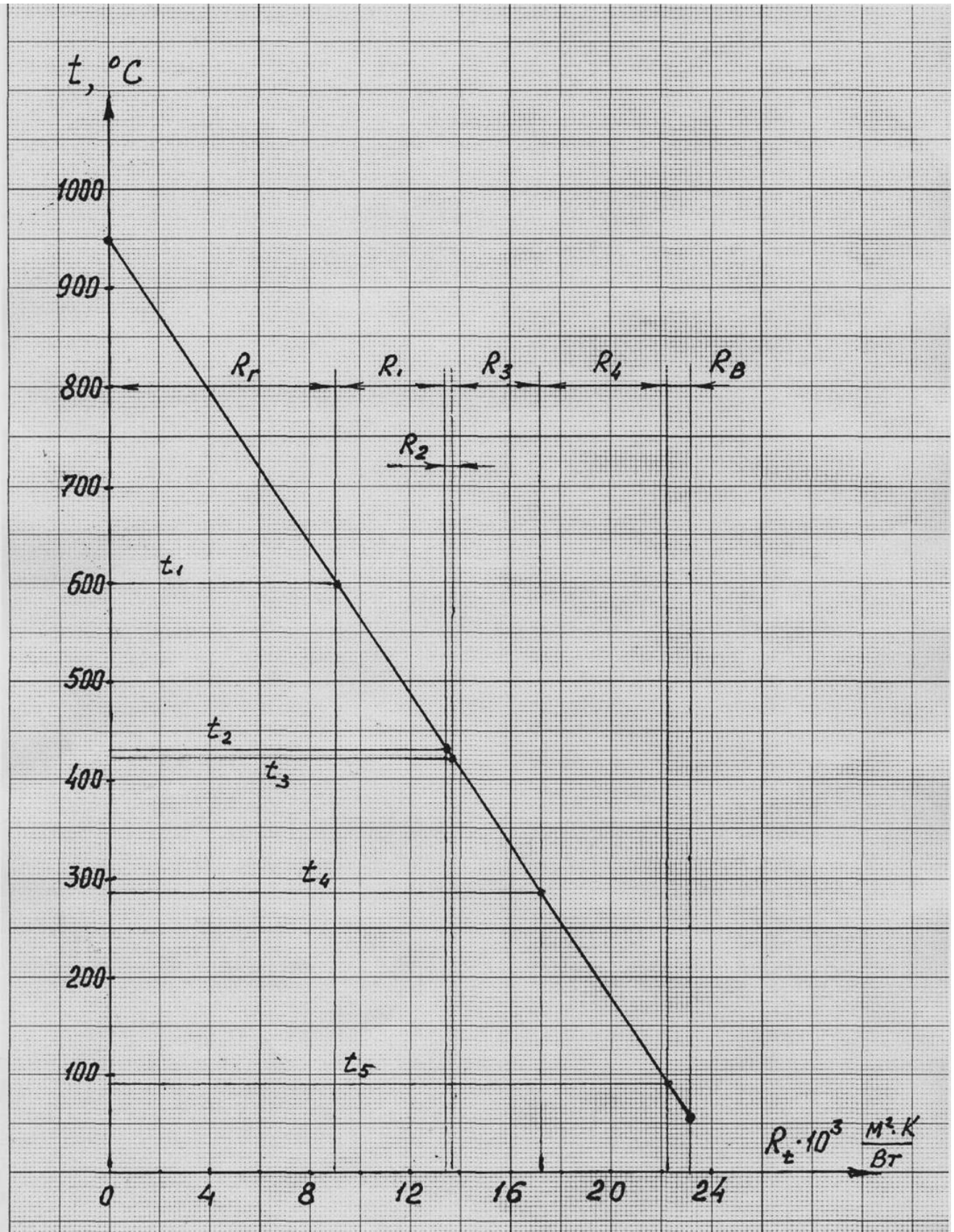


Рис. П.2.2. Графическое определение температуры слоев стенки

Задача 3

Выполнить тепловой расчёт кожухотрубного теплообменника для нагрева воды от $t'_2 = 20^\circ\text{C}$ до $t''_2 = 98^\circ\text{C}$ с расчетным расходом воды $m_{\text{в}} = 15500$ кг/ч. Греющим теплоносителем является насыщенный пар с давлением $p_{\text{г}} = 0,34$ МПа. Греющие трубки наружным диаметром $d_{\text{н}} = 32$ мм и толщиной стенки $\delta = 2,0$ мм выполнены из нержавеющей стали с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 45$ Вт/м·К.

Рассчитать коэффициент теплоотдачи со стороны воды и определить площадь поверхности теплопередачи, количество трубок в пучке и количество ходов трубной части теплообменника при расчетной скорости воды $\omega = 1,3$ м/с, расчетной длине трубной части теплообменника $l = 2,4$ м и коэффициенте теплоотдачи со стороны пара $\alpha_1 = 6100$ Вт/м²·К.

Определить часовой расход греющего пара. Представить схему устройства теплообменника.

Решение

Из справочных таблиц выписываем основные теплофизические характеристики теплоносителей.

Предварительно рассчитываем среднюю температуру воды

$$t_2 = \frac{t'_2 + t''_2}{2} = \frac{20 + 98}{2} = 59^\circ\text{C}.$$

При этой температуре для воды имеем следующие значения параметров:

плотность $\rho_2 = 983,7$ кг/м³,

кинематическая вязкость $\nu_2 = 0,486 \cdot 10^{-6}$ м²/с,

коэффициент теплопроводности $\lambda_2 = 0,658$ Вт/м·К,

теплоемкость $c_2 = 4,187$ кДж/кг·К.

Сухой насыщенный пар при заданном давлении $p_{\text{г}} = 0,34$ МПа имеет температуру $t_1 = 138^\circ\text{C}$ и энтальпию $i_1 = 2731$ кДж/кг.

Определяем тепловой поток, передаваемый воде по формуле

$$Q = m_2 \cdot c_2 (t''_2 - t'_2), \text{ кВт}, \quad (\text{П3.1})$$

где

m_2 – расход воды через теплообменник, кг/с;

C_2 – теплоемкость воды, кДж/кг·К;

t_2' и t_2'' – температура воды на входе и выходе, соответственно, °С.

В свою очередь $m_2 = m_B / 3600 = 15500 / 3600 = 4,31$ кг/с.

Подставляя исходные данные в формулу (ПЗ.1), получим

$$Q = 4,31 \cdot 4,187(98 - 20) = 1407,6 \text{ кВт.}$$

Часовой расход греющего пара

$$m_1 = 3600 \frac{Q}{i_1 - i_k}, \quad (\text{ПЗ.2})$$

где i_1 – удельная энтальпия греющего пара, кДж/кг ;

i_k – удельная энтальпия конденсата, кДж/кг.

Приняв температуру конденсата $t_k = 135$ °С (на 3 °С ниже температуры греющего пара), рассчитываем энтальпию конденсата

$$i_k = 4,19 \cdot t_k = 4,19 \cdot 135 = 565,6 \text{ кДж/кг.}$$

Расход пара, рассчитанный по формуле (ПЗ.2), составляет

$$m_1 = 3600 \frac{1407,6}{2731 - 565,6} = 2340 \text{ кг/ч.}$$

Определяем количество трубок в пучке и режим движения воды при заданной скорости течения.

Количество трубок в пучке

$$n = \frac{4 \cdot m_2}{\omega \cdot \rho_2 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 4,31}{1,3 \cdot 983,7 \cdot 3,14 \cdot 0,028^2} = 5,48$$

где

m_2 - расход воды через теплообменник, кг/с;

ω - скорость движения воды, м/с;

ρ_2 - плотность воды, кг/м³;

$d_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр трубок, м.

При этом $d_{\text{вн}} = d_{\text{н}} - 2\delta$.

Принимаем количество трубок равным 5 и уточняем значение скорости

$$\omega = \frac{4 \cdot m_2}{n \cdot \rho_2 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 4,31}{5 \cdot 983,7 \cdot 3,14 \cdot 0,028^2} = 1,42 \text{ м/с}$$

Число Рейнольдса, определяющее режим движения, находится по формуле

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot d_{\text{вн}}}{\nu},$$

где

ω - скорость движения теплоносителя, м/с;

$d_{\text{вн}}$ - внутренний диаметр трубок, м;

ν - кинематическая вязкость, м²/с.

Подставляя соответствующие параметры для воды, получаем

$$\text{Re} = \frac{1,42 \cdot 0,028}{0,486 \cdot 10^{-6}} = 81811.$$

Полученное значение числа Рейнольдса свидетельствует о том, что режим движения воды – турбулентный.

Рассчитываем коэффициент теплопередачи как для плоской разделяющей стенки по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (\text{ПЗ.3})$$

где

α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи с одной и другой стороны разделяющей стенки, Вт / м² · К ;

δ – толщина стенки, м ;

λ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт / м · К.

Для определения коэффициентов теплоотдачи используем теорию подобия и критериальные зависимости [1, 2], конкретный вид которых зависит от условий теплообмена, в том числе режима движения теплоносителей. Режим движения определяется по значению числа Рейнольдса

В зависимости от режима движения воды выбираем соответствующий вид критериального уравнения.

При вынужденном движении жидкости в трубах критерий Нуссельта, характеризующий интенсивность теплообмена между стенкой и жидкостью для турбулентного режима (при $Re > 10000$) можно определить по формуле [4]

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \quad (ПЗ.4)$$

где

Pr и $Pr_{ст}$ – критерий Прандля для воды соответственно при средней температуре воды и при температуре стенки.

Температурой стенки предварительно задаются и при необходимости это значение уточняют методом последовательных приближений.

В первом приближении температуру стенки примем равной среднему значению между температурами теплоносителей

$$t_{ст} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{138 + 59}{2} = 98 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При соответствующей температуре из справочных таблиц находим –

$$Pr = 3,04 \text{ и } Pr_{ст} = 1,79.$$

Подставляя значения в формулу (ПЗ.4), получаем

$$Nu = 0,021 \cdot 81811^{0,8} \cdot 3,04^{0,43} \left(\frac{3,04}{1,79} \right)^{0,25} = 329,3$$

Учитывая, что $Nu_2 = \frac{\alpha_2 d_{вн}}{\lambda_2}$, находим значение коэффициента тепло-

отдачи со стороны воды

$$\alpha_2 = \frac{329,3 \cdot 0,658}{0,028} = 7739 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} .$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны пара принимаем согласно заданию $\alpha_1 = 6100 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} .$

Подставляем значения коэффициентов теплоотдачи в формулу для коэффициента теплопередачи (ПЗ.3) и получаем

$$K = \frac{1}{\frac{1}{6100} + \frac{0,002}{45} + \frac{1}{7739}} = 2962 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} .$$

Площадь поверхности теплопередачи из уравнения теплопередачи рассчитывается по формуле

$$F = \frac{Q \cdot 10^3}{K \cdot \Delta t_{cp}} , \quad (\text{ПЗ.5})$$

где Δt_{cp} – расчетный температурный напор определяем как среднелогарифмический

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{t_6}{t_m}} = \frac{118 - 40}{\ln \frac{118}{40}} = 62,6 \text{ } ^\circ\text{C} ,$$

где Δt_6 и Δt_m – большее и меньшее значение температурного напора на входе и выходе из теплообменника.

Подставляя соответствующие значения в формулу (ПЗ.5). получаем

$$F = \frac{1407,6 \cdot 10^3}{2962 \cdot 62,6} = 7,59 \text{ м}^2 .$$

Определяем число ходов трубной части теплообменника

$$z = \frac{F}{n \cdot l \cdot \pi \cdot d_{cp}} = \frac{7,59}{5 \cdot 2,4 \cdot 3,14 \cdot 0,030} = 6,71,$$

где

n – количество труб в пучке;

z – число ходов трубной части теплообменника;

l – расчетная длина трубной части;

d_{cp} – средний диаметр трубок, м.

Принимаем количество ходов равное 7 и уточняем длину трубной части из условия обеспечения требуемой площади теплопередачи

$$l = \frac{F}{n \cdot z \cdot \pi \cdot d_{cp}} = \frac{7,59}{5 \cdot 7 \cdot 3,14 \cdot 0,030} = 2,302 \text{ м.}$$

Полученное значение округляем до величины, кратной 0,1 м и принимаем $l = 2,3 \text{ м}$.

Рассчитываем внутренний диаметр кожуха по приближенной формуле

$$D = \sqrt{\frac{\pi \cdot b^2 \cdot n \cdot z}{4 \cdot \varphi}} + 0,012 = \sqrt{\frac{3,14 \cdot 0,038^2 \cdot 5 \cdot 7}{4 \cdot 0,7}} + 0,012 = 0,238 \text{ м,}$$

где b – шаг разбивки трубной доски, м ($b = d_n + 0,006 \text{ м}$);

φ – коэффициент использования площади трубной доски ($\varphi = 0,7 \dots 0,9$).

Принимаем $D = 0,24 \text{ м}$.

Схема теплообменника представлена на рис. ПЗ.1.

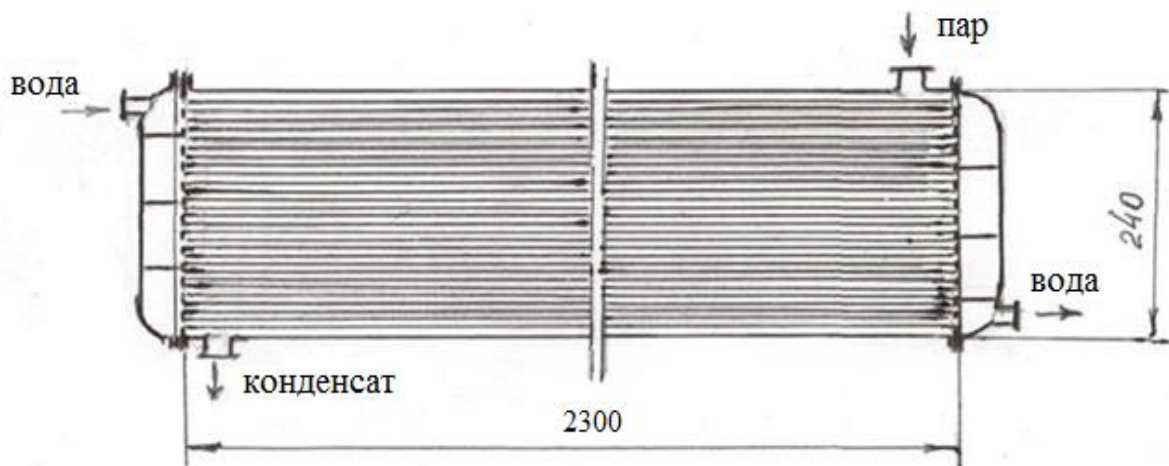


Рис. ПЗ.1. Схема теплообменника

Содержание

| | |
|--|----|
| 1. Задание на курсовую работу | 3 |
| 2. Общие требования к курсовой работе..... | 5 |
| 3. Краткие теоретические сведения по вопросам курсовой работы | 7 |
| 3.1. Термодинамические процессы, задачи их расчета и анализа | 7 |
| 3.2. Основные сведения о газовых смесях..... | 12 |
| 3.3. Общие сведения о теплообмене..... | 15 |
| 3.4. Теплопроводность..... | 16 |
| 3.5. Конвективный теплообмен..... | 18 |
| 3.6. Теплообмен излучением..... | 21 |
| 3.7. Теплопередача..... | 24 |
| 3.8. Общие сведения о теплообменниках..... | 27 |
| 3.9. Основы расчета рекуперативных теплообменников..... | 27 |
| 4. Порядок решения задач курсовой работы..... | 32 |
| 4.1. Порядок решения задачи 1..... | 32 |
| 4.2. Порядок решения задачи 2 | 37 |
| 4.3. Порядок решения задачи 3 | 41 |
| Литература | 49 |
| Приложения | 50 |

Учебное издание

Чащинов Валерий Иванович

Теплотехника

Учебное пособие

для выполнения курсовой работы

Редактор Павлютина И.П.

Подписано в печать 15.10.2014 г. Формат 60×84 1/16.
Усл. печ. л. 4,65. Тираж 50 экз. Изд. №2846.

Издательство Брянской государственной сельскохозяйственной академии
243365, Брянская обл., Выгоничский район, с. Кокино, Брянская ГСХА