
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра гидромеханики и теплотехники

Б.М. ЛЁГКИХ, Р.Ш. МАНСУРОВ

РАСЧЁТ КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К КУРСОВОЙ РАБОТЕ

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом
государственного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Оренбургский государственный университет»

Оренбург 2004

ББК 31.3
Л 38
УДК 621.1

Рецензент
доктор технических наук, профессор А.С. Павлов

Л 38 **Лёгких Б.М., Мансуров Р.Ш.**
Расчет кожухотрубчатого теплообменника:
Методические указания к курсовой работе.
- Оренбург: ГОУ - ОГУ, 2004.-17 с.

Рассматриваются вопросы определения параметров температурного режима работы теплообменного аппарата, физические параметры рабочей среды, приводится общий принцип определения коэффициентов теплообмена и конструктивного расчета кожухотрубчатого теплообменника.

Методические указания предназначены для студентов, обучающихся по программе высшего профессионального образования по специальности 170500 при изучении дисциплины "Техническая термодинамика и теплотехника".

ББК31.3

© Лёгких Б.М., Мансуров Р.Ш. 2004
© ГОУ - ОГУ, 2004

Введение

Теплообменниками называются аппараты, в которых происходит теплообмен между рабочими средами независимо от их технологического или энергетического назначения (подогреватели, выпарные аппараты, конденсаторы, пастеризаторы, испарители, деаэраторы, экономайзеры и др.).

Технологическое назначение теплообменников многообразно. Обычно различаются собственно теплообменники, в которых передача тепла является основным процессом, и реакторы, в которых тепловой процесс играет вспомогательную роль.

Классификация теплообменников возможна по различным признакам.

По способу передачи тепла различаются теплообменники смешения, в которых рабочие среды непосредственно соприкасаются или перемешиваются, и поверхностные теплообменники–рекуператоры, в которых тепло передаётся через поверхность нагрева – твёрдую (металлическую) стенку, разделяющую эти среды.

По основному назначению различаются подогреватели, испарители, холодильники, конденсаторы.

В зависимости от вида рабочих сред различаются теплообменники:

- а) жидкостно–жидкостные – при теплообмене между двумя жидкими средами;
- б) парожидкостные – при теплообмене между паром и жидкостью (паровые подогреватели, конденсаторы);
- в) газожидкостные – при теплообмене между газом и жидкостью (холодильники для воздуха) и др.

По тепловому режиму различаются теплообменники периодического действия, в которых наблюдается нестационарный тепловой процесс, и непрерывного действия с установившимся во времени процессом.

Многотрубный кожухотрубчатый теплообменник представляет собой пучок трубок, помещённых в цилиндрическую камеру (кожух); таким образом, внутренность камеры является межтрубным пространством. Трубки ввальцованы в трубные решетки, ограничивающие камеру со всех сторон. К трубным решеткам крепятся распределительные коробки с патрубками для впуска рабочей жидкости, протекающей внутри трубок. Камера снабжена также патрубками для подвода и отвода второго рабочего тела.

Трубки латунные, медные или стальные применяются диаметром от 10 мм и выше; трубки имеют большие диаметры при вязких или загрязнённых жидкостях. Для помещения в кожухе большей поверхности теплообмена и получения большего коэффициента теплоотдачи выгоднее применять трубки меньшего диаметра.

Трубные решетки могут быть наглухо приварены или приклёпаны к корпусу, одна из решеток может быть не соединена с камерой. В этом случае уплотнение достигается резиновым кольцом, зажимающим щель между корпусом и решеткой.

Кожух теплообменника обычно стальной, цилиндрический. Иногда для обеспечения свободы температурного расширения кожуха и трубок на кожухе устраивают компенсатор.

1 Тепловой расчёт

Теплообменник колонны синтеза аммиака работает в условиях высокого давления, коррозионной среды и высоких температур. Конструкция теплообменника должна быть компактной, простой и надёжной в работе. В соответствии с этими требованиями выбираем кожухотрубчатый теплообменник со стальными цельнотянутыми трубами, диаметр принимается согласно сортамента. Скорость движения газовых смесей в теплообменнике принимается в пределах 1,5÷5,5 м/с. Обычно скорость в трубах принимается меньше, чем в межтрубном пространстве. При выполнении курсовой работы эту разницу можно принять в пределах 3÷5 %.

Исходя из конструктивных особенностей колонны и температурных условий принимаем, что горячий газ проходит по трубкам, а холодный – в межтрубном пространстве. В случаях, когда теплоносителями являются смеси газов, для удобства расчёта целесообразно исходные данные о расходах и составах газовых смесей выражать в различных единицах. Параметры горячего газа сводятся в таблицу 1, холодного газа – в таблицу 2.

Таблица 1 – Параметры горячего газа

Компонент	Моляр. масса	Состав в % объемн.	V_1 , м ³ /ч	β_1 , кмоль/ч	G_1 , кг/ч	Состав в % массов.
H_2	2,016					
N_2	28,02					
NH_3	17,034					
CH_4	16,03					
Итого:	—					

Таблица 2 – Параметры холодного газа

Компонент	Молярная масса	Состав в % объемн.	V_2 , м ³ /ч	β_2 , кмоль/ч	G_2 , кг/ч	Состав в % массов.
H_2	2,016					
N_2	28,02					
NH_3	17,034					
CH_4	16,03					
Итого:	—					

Определим тепловую нагрузку аппарата Q и конечную температуру холодного газа t_2^{11} . Для определения указанных величин необходимо установить характер изменения теплоёмкости рабочей среды при изменении температуры и рабочего давления $C=f(t, P)$.

Исходя из опытных данных удельной теплоёмкости всех компонентов, входящих в перерабатываемую смесь газов, вычислим удельную теплоёмкость смеси.

Удельная теплоёмкость смеси рассчитывается по следующей зависимости:

$$c_{см} = c_a q_a + c_b q_b + c_c q_c + \dots, \text{ [Дж/(кг} \cdot \text{}^\circ\text{C)]} \quad (1)$$

где c_a, c_b, c_c – удельные массовые теплоёмкости компонентов газовой смеси при заданных t и P ;

q_a, q_b, q_c – массовые компоненты смеси.

Определим удельную массовую теплоёмкость горячей и холодной смеси в интервале температур: 0, 25, 50, 100, . . . , 500 $^\circ\text{C}$

$$c_{см} = c_{H_2} q_{H_2} + c_{N_2} q_{N_2} + c_{NH_3} q_{NH_3} + c_{CH_4} q_{CH_4} \quad (2)$$

Результаты расчёта теплоёмкости для горячего прореагировавшего газа сведём в таблицу 3.

Таблица 3 – Теплоёмкость горячих газовых смесей, Вт/(кг $^\circ\text{C}$)

$t, ^\circ\text{C}$	0	25	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
$c_{см}, \text{ Дж/(кг} \cdot \text{}^\circ\text{C)}$												

Результаты расчёта теплоёмкости для холодного газа сведём в таблицу 4.

Таблица 4 – Теплоёмкость холодных газовых смесей, Вт/(кг $^\circ\text{C}$)

$t, ^\circ\text{C}$	0	25	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
$c_{см}, \text{ Вт/(кг} \cdot \text{}^\circ\text{C)}$												

Тепловая нагрузка определяется из уравнения теплового баланса аппарата. Тогда при постоянном агрегатном состоянии теплоносителя:

$$Q = G_1 c_1 \cdot (t_1^1 - t_1^{11}) \eta_n = G_2 c_2 \cdot (t_2^{11} - t_2^1), \text{ [Вт]} \quad (3)$$

где G_1, G_2 – расход горячего и холодного теплоносителя соответственно, (кг/ч);

c_1, c_2 – средние удельные теплоёмкости теплоносителей в соответствующем интервале температур, Дж/(кг \cdot $^\circ\text{C}$);

t_1^1, t_1^{11} – начальные температуры теплоносителей, [$^\circ\text{C}$];

t_2^1, t_2^{11} – конечные температуры теплоносителей, [$^\circ\text{C}$];

η_n – коэффициент, учитывающий полезное использование тепла в аппарате.

Определим величину средней удельной теплоёмкости горячего газа при температуре соответственно t_1^1 и t_1^{11} , тогда:

$$c_1 = \frac{c_1^1 + c_1^{11}}{2}, \quad (4)$$

где c_1^1 и c_1^{11} – соответственно теплоёмкости горячего газа при указанных выше температурах. Дж/(кг \cdot К);

Удельная теплоемкость смеси газов, приведенных в таблицах 3 и 4, определяются для фиксированных значений температур, которые не всегда совпадают с

расчетными температурами. Для определения значений c_1^1 и c_1^{11} для соответствующих температур используется метод линейной интерполяции. Полученное значение подставляют в уравнение (4). Учитывая хорошую изоляцию теплообменного аппарата, принимаем $\eta_n=1$. Подставив выше приведенное значение в выражение (3) определяем тепловую нагрузку кожухотрубчатого теплообменника.

При расчете теплового баланса необходимо знать не только температуру холодного газа поступающего в теплообменник, но и температуру его на выходе из теплообменника.

Конечную температуру холодного газа t_2^{11} определяем из уравнения теплового баланса через энтальпию.

$$Q = G_2 c_2 \cdot (t_2^{11} - t_2^1) = G_2 \cdot (i_2^{11} - i_2^1), [\text{Вт}] \quad (5)$$

где i_2^1 и i_2^{11} – начальное и конечное теплосодержание газа при t_2^1 и t_2^{11} .

Теплосодержание определяется:

$$i_2^1 = c_{(0-t_2^1)} \cdot t_2^1 \text{ и } i_2^{11} = c_{(0-t_2^{11})} \cdot t_2^{11}, [\text{Дж/кг}] \quad (6)$$

где $c_{(0-t_2^1)}$ и $c_{(0-t_2^{11})}$ средние удельные теплоемкости газа при температуре соответственно от 0 до t_2^1 и от 0 до t_2^{11} .

Как видно из таблицы 4 зависимость теплоёмкости рассматриваемой газовой смеси от температуры близка к линейной. Поэтому с достаточной для расчёта степенью точности вместо среднего интегрального значения теплоёмкости можно принять среднее арифметическое, т.е.

$$c_{(0-t_2^1)} = \frac{c_0 - c_{t_2^1}}{2}, \quad c_{(0-t_2^{11})} = \frac{c_0 - c_{t_2^{11}}}{2}, [\text{Дж}/(\text{кг } ^\circ\text{C})] \quad (7)$$

где c_0 , $c_{t_2^1}$ и $c_{t_2^{11}}$ - удельные теплоемкости газа при соответствующих температурах 0, t_2^1 , t_2^{11} .

Тогда из уравнения (5) можно определить теплосодержание в конце процесса, т.е.

$$i_2^{11} = \frac{Q}{G_2} + i_2^1, [\text{Дж/кг}] \quad (8)$$

Подставив в формулу (8) значение i_2^1 определим теплосодержание в конце процесса.

Определение конечной температуры холодного газа производится методом приближения. Предварительно задаёмся t_2^{11} и определяем для неё теплоёмкость $c_{(0-t_2^{11})}$. Затем вычисляем i_2^{11} , из уравнения (6). Найденное значение t_2^{11} сравниваем с принятой нами величиной. Если заданная величина не совпадает с принятой температурой t_2^{11} , то производится пересчет пока они не совпадут. Полученная таким образом конечная температура холодного газа принимается для дальнейших расчетов.

2 Расчёт температурного режима

В проектируемом газо–газовом теплообменнике температура обоих теплоносителей непрерывно изменяется. Для обеспечения необходимой скорости в межтрубном пространстве принята схема перекрёстного тока, как наиболее приемлемая схема движения рабочих сред. При этом разность температур на входе и выходе из теплообменного аппарата определится:

$$\begin{aligned}\Delta t_{\delta} &= t_1^{II} - t_2^I, \text{ [}^{\circ}\text{C]} \\ \Delta t_{\mu} &= t_1^I - t_2^{II},\end{aligned} \quad (9)$$

где Δt_{δ} и Δt_{μ} большая и меньшая разность температур на входе и на выходе рабочих сред из аппарата.

Средняя логарифмическая разность температур противоточной схемы определяется:

$$\Delta t_{\text{противоток}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mu}}}, \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (10)$$

В расчётной практике рекомендуется для сложных схем движения теплоносителей сначала определить среднюю логарифмическую разность температур по формуле (10) (как для противотока), а затем вносят соответствующую поправку $\varepsilon_{\Delta t}$.

$$\Delta t_{cp} = \varepsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t_{\text{противоток}}, \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (11)$$

Поскольку для рассматриваемой схемы движения теплоносителей отсутствуют опытные данные и графики, по которым следует выбрать поправку $\varepsilon_{\Delta t}$, используем значения Δt_{cp} исходя из того, что его величина меньше чем для противотока. С определенной степенью точности можно принять, что $\Delta t_{cp} < \Delta t_{\text{противоток}}$ на 10-%, тогда $\Delta t_{cp} = 0,9 \cdot \Delta t_{\text{противоток}}, \text{ [}^{\circ}\text{C]}.$

Среднюю температуру горячего газа с достаточной точностью можно определить как среднюю арифметическую $t_{1cp} = (t_1' - t_1'')/2$, [°C]

Средняя разность температур, т.е. Δt_{cp} для всех видов движения теплоносителей определяется как разность средних температур рабочей среды; т.е.:

$$\Delta t_{cp} = t_{1cp} - t_{2cp}, \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (12)$$

Тогда средняя температура для холодного газа определится по следующему выражению:

$$t_{2cp} = t_{1cp} - \Delta t_{2cp}, \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (13)$$

3 Физические параметры рабочей среды

К физическим параметрам относятся плотность ρ , удельная теплоёмкость C_p , кинематическая вязкость ν , коэффициент теплопроводности λ .

Определим данные параметры для газовой смеси при средних температурах t_{1cp} и t_{2cp} . Поскольку давление смеси $P > 1$ МПа при вычислении плотности необходимо учитывать сжимаемость газов, тогда:

$$\rho_p = \frac{GP}{V_0 \varepsilon}, [\text{кг/м}^3] \quad (14)$$

где G – массовый расход газа, [кг/ч]; P – давление, [МПа]; V_0 – объёмный расход газа при нормальных условиях, [м³/ч]; ε – коэффициент сжимаемости.

Объём газа принимается равным количеству прореагировавшей газовой смеси V_I , поступающего в теплообменник из колонны синтеза аммиака.

Плотность газовой смеси при высоких давлениях определяется с учётом сжимаемости компонентов смеси. Коэффициент сжимаемости смеси определяем исходя из свойства аддитивности.

$$\varepsilon_{см} = \varepsilon_a m_a + \varepsilon_b m_b + \dots \quad (15)$$

где $\varepsilon_a, \varepsilon_b, \varepsilon_c$, – коэффициенты сжимаемости компонентов газовой смеси (находим по таблицам опытных данных при соответствующих P и t), m_a, m_b, m_c , – объёмные доли компонентов газовой смеси.

Тогда плотность газовой смеси, поступающей из колонны синтеза аммиака можно определить:

$$\rho_{см} = \frac{G_1 P^3}{V_1 \varepsilon_{см}}, [\text{кг/м}^3] \quad (16)$$

Среднюю удельную теплоёмкость $c_{см}$ определяем отдельно для температур t_{1cp} для горячего газа и для холодного газа при t_{2cp} .

Рассчитаем динамическую вязкость. Динамическая вязкость определяется по следующей зависимости:

$$\frac{1}{\mu_{см}} = \frac{q_a}{\mu_a} + \frac{q_b}{\mu_b} + \frac{q_c}{\mu_c} + \dots, [1/(\text{кг}/(\text{м}\cdot\text{с}))] \quad (18)$$

где μ_a, μ_b, μ_c – динамическая вязкость соответствующих компонентов газовой смеси при заданных t и P , (принимаются по справочной литературе). При отсутствии справочных материалов в расчетах можно принять $\mu_{H_2} = 1439 \cdot 10^{-8}$, $\mu_{N_2} = 3177 \cdot 10^{-8}$, $\mu_{NH_3} = 4567 \cdot 10^{-8}$, $\mu_{CH_4} = 1889 \cdot 10^{-8}$ [кг/(м·с)]

$$\varepsilon_{H_2} = 0,612; \varepsilon_{N_2} = 0,204; \varepsilon_{NH_3} = 0,151; \varepsilon_{CH_4} = 0,035$$

q_a, q_b, q_c – массовые компоненты смеси.

Зная динамическую вязкость, определим кинематическую вязкость:

$$\nu_{см} = \frac{\mu_{см}}{\rho_{см}}, [\text{м}^2/\text{с}] \quad (19)$$

Коэффициент теплопроводности приближенно вычисляем по формуле:

$$\lambda_{см} = 3600 A \frac{G_{P_{см}}}{K} \mu_{см}, [\text{Вт/м}\cdot^{\circ}\text{С}] \quad (20)$$

где K – показатель адиабаты, A – имперический коэффициент, который определяется по следующей зависимости:

$$A = 0,25 \cdot (9K - 5) \quad (22)$$

Поскольку основными компонентами газовой смеси являются H_2 , N_2 то можно считать газовую смесь двухатомным газом и показатель адиабаты принять равным 1,4.

Число Прандтля, учитывающее физические свойства теплоносителя определяем по следующей зависимости:

$$Pr = 3600 \frac{H_{см} \cdot c_{см} \cdot C_{см}}{L_{см}} \quad (23)$$

Аналогично рассчитываются физические параметры для холодного газа. Данные вычислений физических параметров холодного и горячего газа при t_{1cp} , t_{2cp} сведём в таблицу 5.

Таблица 5 – Физические параметры холодного и горячего газа при t_{1cp} , t_{2cp}

Параметр	Общие параметры для газа	
	горячего	холодного
Температура t , [$^{\circ}\text{С}$]		
Плотность ρ , [кг/м^3]		
C_p , [$\text{Дж}/(\text{кг К})$]		
μ , [$\text{кг}/(\text{м с})$]		
ν , [$\text{м}^2/\text{с}$]		
λ , [$\text{Вт}/\text{м }^{\circ}\text{С}$]		
Pr		

4 Коэффициент теплопередачи

Коэффициент теплопередачи является функцией коэффициентов теплоотдачи в теплообменных трубах α_1 и α_2 и термического сопротивления теплопроводности стенки R_T . Термическое сопротивление теплопроводности определяется по следующей зависимости:

$$R_T = \frac{\delta}{\lambda}, [(m^2 \text{ } ^\circ C)/W] \quad (24)$$

где δ – толщина стенки теплообменной трубки, [м];

λ – коэффициент теплопроводности [Вт/м $^\circ C$].

Коэффициент теплоотдачи α от горячего газа к стенке вычисляем по критериальному уравнению теплоотдачи при продольном движении теплоносителя в каналах в зависимости от критерия Рейнольдса (характеризующего гидродинамический режим вынужденного движения теплоносителя)

$$Re_1 = \omega_1 d_1 / \nu_1 \quad (25)$$

где ω – скорость движения среды, [м/с];

ν – кинематическая вязкость, [м²/с];

d – диаметр трубы, [м].

При развитом турбулентном режиме $Re > 10^4$ при числе Прандтля $Pr = 0,6 \div 2500$ и отношении длины трубы к диаметру $l/d > 50$ теплоотдача может быть определена, как функция критериев подобия, включая величины, которые характеризуют данный процесс.

Считается, что для газов отношение $Pr/(Pr \cdot \omega) = 1$, тогда число Нуссельта находим из следующего уравнения:

$$Nu_1 = 0,021 Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \quad (26)$$

Подставляя полученные значения, определим число Нуссельта:

Тогда коэффициент теплоотдачи от горячего газа к стенке определен из соотношения:

$$\alpha_1 = Nu_1 \frac{\lambda}{d_1} \quad [W/(m^2 \text{ } ^\circ C)] \quad (27)$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному газу вычисляем как для случая теплоотдачи поперечного омывания пучка труб. Принимаем шахматное расположение труб в пучке, при котором условие теплоотдачи наиболее благоприятно и обеспечивается лучшая компоновка.

Критерий Нуссельта при шахматном расположении труб в пучке можно определить по следующей зависимости:

$$Nu_2 = 0,41 Re^{0,60} \cdot Pr^{0,33} \quad (28)$$

При определении числа Рейнольдса Re_2 принимаются соответствующие параметры. Затем определяется коэффициент теплоотдачи для третьего и последующего рядов, по той же формуле, что и α_1 .

5 Параметры теплообменника

В соответствии с конструктивными особенностями колонны синтеза аммиака, проектируемый теплообменник должен быть одноходовым по трубному пространству. Поэтому общее число труб при известной “ n ” можно рассчитать по следующей зависимости:

$$n = \frac{4G_{mp}}{3600 \pi d_{вн}^2 \rho \omega_{mp}}, [\text{шт.}] \quad (29)$$

Произведя расчёт, формула примет вид:

$$n = 3,54 \cdot 10^{-4} \frac{G_{mp}}{d_{вн}^2 \rho_{см} \omega_{mp}}, [\text{шт.}] \quad (30)$$

Подставляя значения ω [м/с], d [м], ρ [кг/м³] и G [кг/ч] для горячего газа, определим необходимое число труб n .

При выбранном шахматном расположении труб число их на стороне и диагонали наибольшего шестиугольника вычисляем по следующим зависимостям:

$$n = 3a \cdot (a - 1) + 1, [\text{шт.}] \quad (31)$$

$$в = 2a - 1, [\text{шт.}] \quad (32)$$

где a – число труб на стороне;

$в$ – число труб на диагонали.

Число труб на стороне определим из формулы (31).

В правильном шестиугольнике можно разместить “ n_1 ” труб, число труб определим по формуле (31), подставив полученное значение (a):

$$“n_1” = 3a^2 - 3a + 1 \quad (33)$$

Принимаем конструкцию аппарата, в центре которой трубы не располагаются, так как в верхней трубной решетке в центре должен быть расположен патрубок для выхода холодного газа из межтрубного пространства.

Внутренний диаметр этого патрубка зависит от расхода и скорости теплоносителя и может быть определен из равенства:

$$\frac{\pi D_1^2}{4} = \frac{G}{3600 \cdot \rho_2 \cdot \omega_n} \quad (34)$$

Откуда определим D_1 :

$$D_1 = \sqrt{\frac{4G}{3600 \cdot \pi \cdot \rho_2 \cdot \omega_n}}, [\text{м}] \quad (35)$$

Произведя расчёт, формула принимает вид:

$$D_1 = 0,0188 \sqrt{\frac{G}{\rho_2 \cdot \omega_n}}, [\text{м}] \quad (36)$$

Скорость холодного газа в патрубке на выходе можно принять 5 м/с.

Плотность холодного газа определяем для температуры t_2^{II}

Коэффициент сжимаемости смеси газа при данной температуре t_2^{II} определяется по формуле (15).

Плотность холодного газа при данных условиях определяем по формуле (16).

Вычислим внутренний диаметр патрубка D_1 , [м], по формуле (36), принимается больший стандартный диаметр по сортаменту.

Для патрубка вывода холодного газа подбираем стандартную трубу толщиной $\delta = 7$ мм, тогда внешний диаметр $D_2 = D_1 + 2\delta$ мм. Наружный диаметр этого патрубка D_2 соответствует соответствующим диагоналям шестиугольника, ограничивающего центральную часть пучка без трубок. Тогда число труб ϵ^1 , размещающихся на этой диагонали, можно рассчитать по следующей зависимости:

$$D_2 = (\epsilon^1 - 1)t + \frac{2d_H}{2}, [\text{мм}] \quad (37)$$

где t – расстояние между осями труб или шаг, зависит от наружного диаметра труб. Принимается $t = 1,2 \div 1,4 d_H$.

К расчёту принимаем t [мм], округленную до 1 мм.

Число труб, размещающихся на диагонали, определяется:

$$\epsilon^1 = \frac{D_2 - d_H}{t} + 1, [\text{шт.}] \quad (38)$$

Число труб должно быть целым и нечётным.

Тогда число труб на стороне

$$a^1 = \frac{\epsilon^1 + 1}{2}, [\text{шт.}] \quad (39)$$

Исходя из величины a^1 на внутреннем ряду разместится n^1 труб, число которых определится по формуле (31).

Число труб n_0 в пучке ограниченном шестиугольником, на стороне которого размещается число труб a и $a = a^1 + 1$, определяем как разность n_I и n^1 , то есть $n_0 = n_I - n^1$.

Для обеспечения принятой скорости ω_1 м/с требуется n труб, а в пучке может быть размещено n_0 труб тогда для обеспечения указанных выше условий необходимо, чтобы $n_0 = n$.

В случае несоблюдения данных условий при $n_0 > n$ производится уменьшение числа труб, при $n_0 < n$ недостающие следует разместить в 6 сегментах, находящихся за сторонами наибольшего шестиугольника. Размещение производится равномерно по всем сторонам шестиугольника.

Первым рядом труб проектируемого пучка является шестиугольник с числом труб на стороне a_I , следовательно, число труб по рядам:

$$\begin{aligned} n_I &= (a_I - 1) \cdot 6, [\text{шт.}] \\ n_{II} &= [(a_I + 1) - 1] \cdot 6, [\text{шт.}] \\ n_{III} &= n - (n_I + n_{II}), [\text{шт.}] \end{aligned} \quad (40)$$

где n_{III} – количество труб после второго ряда.

Поскольку турбулентность потока приобретает стабильный характер присущий данному пучку, начиная с 3-го ряда труб, поэтому средний коэффициент теплоотдачи принимается в качестве исходного α_2 . Тогда средний коэффициент теплоотдачи для всего трубного пучка определяется по следующему выражению:

$$\alpha_{2n} = \frac{\alpha_2 \varepsilon_{\alpha_1} n_I + \alpha_2 \varepsilon_{\alpha_2} n_{II} + \alpha_2 [(n_I - n_{II})]}{n} \quad (41)$$

где α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному газу [Вт/(м² °С)];

n – общее количество труб в пучке;

$\varepsilon_{\alpha_1}, \varepsilon_{\alpha_2}$ – поправочный коэффициент.

Согласно экспериментальным данным можно принять $\varepsilon_{\alpha_1} = 0,6$, $\varepsilon_{\alpha_2} = 0,7$

Толщина стенки принятых труб определяется:

$$\delta_{cm} = \frac{d_2 - d_1}{2}, [\text{м}] \quad (42)$$

Коэффициент теплопроводности стальных труб $\lambda_{cm} = 45,357$ [Вт/(м °С)].

Так как $d_2/d_1 \leq 2$, тогда коэффициент теплопередачи можно определить как для плоских конструкций по следующей зависимости:

$$\kappa_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, [\text{Вт/м}^2 \text{ °С}] \quad (43)$$

Газовые смеси, участвующие в теплообмене подвергаются очистке, чтобы они не загрязняли поверхность теплообмена. Поэтому коэффициент использования поверхности теплообмена принимаем $\varphi = 0,95$

Тогда расчётное значение коэффициента теплопередачи определяется:

$$\kappa = \kappa_0 \varphi, [\text{Вт/м}^2 \text{ °С}] \quad (44)$$

Поверхность теплообмена рассчитывается по формуле:

$$F = \frac{Q}{\kappa \Delta t_{cp}}, [\text{м}^2] \quad (45)$$

где Q – тепловая нагрузка аппарата, Вт;

Δt_{cp} – средняя температура газа в теплообменнике, [°С], рассчитанная по формуле (11).

Принимаем поверхность теплообмена с некоторым запасом, округляя до целой величины.

Температура стенки со стороны горячего газа вычисляется по следующей зависимости:

$$t_w^1 = t_{1cp} - \frac{K}{\alpha_1} \Delta t_{cp}, [^\circ\text{C}] \quad (46)$$

где t_{1cp} – средняя температура рабочей среды горячего газа, [°С].

Температура стенки со стороны холодного газа определяется по следующей зависимости:

$$t_w^{11} = t_{2cp} - \frac{K}{\alpha_2} \Delta t_{cp}, [^\circ\text{C}] \quad (47)$$

Физические свойства теплоносителя характеризуются числом Прандтля. Для температур стенки t_w^I , t_w^{II} число Прандтля для горячего и холодного газа остаётся практически постоянным, то есть физические свойства газов не меняются.

Определим длину труб теплообменника из условий, что

$$F = \pi d_p \cdot l \cdot n, [\text{м}^2] \quad (48)$$

где d_p – расчётный диаметр труб теплообменника, [м];

l – длина труб, [м];

n – число труб, [шт.].

$$d_p = \frac{d_a + d_n}{2}, [\text{м}] \quad (49)$$

Данная формула справедлива для случая, когда значения α_1 и α_2 соизмеримы, тогда:

$$l = \frac{F}{\pi d_p n}, [\text{м}] \quad (50)$$

Рассчитаем внутренний диаметр корпуса теплообменника по следующей зависимости:

$$D_0 = (\epsilon - 1)t + 4d_n, [\text{м}] \quad (51)$$

Принимаем стандартное значение внутреннего диаметра кожухотрубчатого теплообменника.

Список использованных источников

- 3 Анштейн В.Г., Захаров М.К. и др. Общий курс процессов и аппаратов химической технологии: Учебник в двух книгах /Под. ред. Анштейн В.Г.-М.: Логос-2002, Кн.1-912 с., Кн.2-872 с.
- 4 Клименко А.В., Зорина В.М. Теплоэнергетика и теплотехник: Справочник в четырех книгах. - М.: МЭИ 2000.
- 5 Кремнев О.А. и др. Скоростная сушка. - Киев: Гостехиздат, 1963.–381 с.
- 6 Кудинов В.А. Техническая термодинамика: Учебное пособие для вузов. - М.: Высшая школа 2003.-261 с.
- 7 Машины и аппараты химических производств./Под ред. Чернобыльского.-М.: Машиностроение, 1974.–456 с.
- 8 Михеев М.А., Михеев Н.М. Основы теплопередачи. - М.: Энергия, 1973.–372 с.
- 9 Поникаров И.И. и др. Машины и аппараты химических производств. М.:Машиностроение, 1989. – 368 с.: ил.
- 10 Стабников В.Н. и др. Процессы и аппараты пищевых производств.□ М.: Агропромиздат, 1985.–503 с.
- 11 Справочник азотчика. том I .-М.: Химия, 1967.–491с.

Приложение А

(обязательное)

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Архитектурно-строительный факультет
Кафедра гидромеханики и теплотехники

Задание на курсовую работу

Расчет кожухотрубчатого теплообменника

Исходные данные: Производительность аммиачной колонны, т/сут - ____;
Количество прореагировавшей газовой смеси -
- горячий газ (V_1), [м³/ч] - ____;
Количество подогреваемой газовой смеси -
- холодный газ (V_2), [м³/ч] - ____;
Состав газовой смеси в % по объему:

Компонент	Горячий газ	Холодный газ
H_2		
N_2		
NH_3		
CH_4		

Начальная температура горячего газа $t_1^1 = \underline{\hspace{2cm}} \text{ } ^\circ\text{C}$;
Конечная температура горячего газа $t_1^{11} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ } ^\circ\text{C}$;
Начальная температура холодного газа $t_2^1 = \underline{\hspace{2cm}} \text{ } ^\circ\text{C}$;
Рабочее давление в аппарате $P = \underline{\hspace{2cm}} \text{ МПа}$.

Перечень подлежащих разработке вопросов:

- Произвести расчет температурного режима
- Тепловую нагрузку на аппарат
- Температуру холодного газа
- Физические параметры рабочей среды
- Конструктивное решение теплообменника

Перечень графического материала:

Схему размещения трубок в трубной решетке,
конструктивную схему кожухотрубчатого теплообменника ко-
лонны синтеза аммиака

Дата выдачи задания " ____ " _____ 200 г.

Руководитель: Легких Б. М.

Исполнитель студент группы МАХП

Срок защиты работы " " 200..... г.