

ПЕРВОЕ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧЕБНОЕ ЗАВЕДЕНИЕ РОССИИ



«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**Кафедра автоматизации технологических процессов и производств**

Допущены  
к проведению занятий  
Заведующий кафедрой  
профессор

В.Ю. Бажин

«4» сентября 2017

## МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

для выполнения курсовой работы (проекта) по учебной дисциплине

### «ГИДРОАЭРОМЕХАНИКА И ТЕПЛОМАССООБМЕН»

**Специальность (направление подготовки): 15.03.04 «Автоматизация технологических процессов и производств»**

**Специализация (профиль):**

*Системы автоматизированного управления в металлургической промышленности*

*Системы автоматизированного управления в нефтегазопереработке*

**Разработал: доцент Иванов П.В.**

*Обсуждена и одобрена на заседании кафедры  
Протокол № 1 от 31 августа 2017 г.*

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ  
2017

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
ПОРЯДОК РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА.....	4
РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА.....	5
УРАВНЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛООТДАЧИ.....	10
I. Теплоотдача без изменения агрегатного состояния вещества.....	10
II. Теплоотдача при изменении агрегатного состояния вещества.....	12
ПРИМЕР РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА.....	14
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	19

## **ВВЕДЕНИЕ**

Тепловой расчет теплообменных аппаратов является основным необходимым элементом при проектировании теплообменных установок. От того, насколько корректно произведен этот расчет, будет зависеть эффективность его работы. В промышленности применяют различного вида теплообменники: холодильники, подогреватели, конденсаторы, испарители-кипятильники. Название теплообменнику дается исходя из его целевого назначения.

Данные методические указания должны помочь студентам приобрести навыки в расчете основных типов рекуперативных теплообменников. Они облегчат работу студентов в курсовом и дипломном проектировании.

В основу настоящих указаний положены учебное пособие для вузов "Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии" под редакцией П.Г. Романкова [1].

Теплообменными аппаратами, или теплообменниками, называются устройства для передачи тепла от одних сред (горячих теплоносителей) к другим (холодным теплоносителям). Теплообменные аппараты применяются для нагревания и охлаждения веществ в различных агрегатных состояниях, испарения жидкостей и конденсации паров, перегонки и сублимации, абсорбции и адсорбции, расплавления твердых тел и кристаллизации, отвода и подвода тепла при проведении экзо- и эндотермических реакций и т.д. Соответственно своему назначению теплообменные аппараты называют подогревателями, холодильниками, испарителями, конденсаторами, дистилляторами, сублиматорами, плавителями и т.п.

По способу передачи тепла различают теплообменные аппараты поверхностные и смесительные. В первом случае передача тепла происходит через разделяющие твердые стенки, во втором — непосредственным контактом (смешением) нагретых и холодных сред (жидкостей, газов, твердых веществ). Поверхностные аппараты подразделяются на рекуперативные и регенеративные. В рекуперативных аппаратах тепло от горячих теплоносителей к холодным передается через разделяющую их стенку, поверхность которой называется теплообменной поверхностью, или поверхностью нагрева. В регенеративных аппаратах оба теплоносителя попеременно соприка-

саются с одной и той же стенкой, нагреваемой (аккумулируя тепло) при прохождении горячего потока и охлаждаемой (отдавая аккумулированное тепло) при последующем прохождении холодного потока. Регенераторы являются аппаратами периодического действия, рекуператоры могут работать как в периодическом, так и в непрерывном режимах.

## **ПОРЯДОК РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА**

Исходными данными для простейшего теплового расчета являются: расход одного из теплоносителей и температуры обоих теплоносителей на входе и на выходе из аппарата.

Расчет поверхности теплообмена состоит из следующих основных стадий.

1. Определение тепловой нагрузки аппарата, средней движущей силы и средних температур теплоносителей.

2. Определение расхода второго вещества из теплового баланса.

3. Определение ориентировочной площади поверхности теплообмена, а также выбор размеров теплообменных труб и, если возможно, расчет необходимого их количества при обеспечении заданного режима движения теплоносителей.

4. Предварительный выбор нормализованного теплообменника по принятым параметрам. Выписываются те фиксированные геометрические размеры аппарата, которые будут фигурировать в расчете (внутренний диаметр кожуха, число теплообменных труб и т.д.). Параметры, которые не будут непосредственно участвовать в расчете, можно варьировать для обеспечения расчетной поверхности теплообмена при окончательном выборе нормализованного аппарата.

5. Определение частных коэффициентов теплоотдачи для обоих теплоносителей с использованием критериальных уравнений для соответствующих тепловых процессов, режимов теплоносителей, геометрического расположения труб и т.д. Определение термических сопротивлений стенок и загрязнений со стороны горячего и холодного теплоносителей.

6. Определение общего коэффициента теплопередачи и уточнение температур стенки со стороны горячего и холодного теплоносителей. Пересчет коэффициента теплопередачи.

7. Определение расчетной поверхности теплообмена по основному уравнению теплопередачи и окончательный выбор нормализованного теплообменника. Определение запаса поверхности теплообмена, необходимого для обеспечения длительной работы аппарата, так как на поверхности труб и кожуха образуются разного вида загрязнения (отложение нерастворимых осадков, накипеобразование, ржавчина и т.д.), которые снижают эффективность процесса теплообмена, уменьшая коэффициент теплопередачи.

### РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Движущей силой любого процесса теплообмена является разность температур теплоносителей. Обозначим массовые расходы теплоносителей через  $G_1$  и  $G_2$  (кг/ч), их удельные теплоемкости -  $c_1$ ,  $c_2$  (Дж/кг К), а их температуры входа и выхода из теплообменного аппарата — соответственно через  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$ ,  $t_4$ . Если тепло горячего теплоносителя полностью (без потерь в окружающую среду) воспринимается холодным, и их удельные теплоемкости не изменяются в ходе процесса теплообмена, то должно удовлетворяться уравнение теплового баланса (приход тепла в аппарат должен быть равен расходу тепла):

$$G_1 c_1 (t_1 - t_2) = G_2 c_2 (t_3 - t_4) = Q \quad (1)$$

В случае изменения удельных теплоемкостей с температурой в уравнение нужно подставлять среднеинтегральные значения -  $c_1$ ,  $c_2$  в интервале изменения температур соответствующего теплоносителя. Часто удобно оперировать не удельными, а полными теплоемкостями массовых расходов теплоносителей в единицу времени, называемыми водяными эквивалентами  $Gc = W$ .

Если  $G_2$  кг/с жидкости (газа) с удельной теплоемкостью  $c_2$  нагреваются от начальной температуры  $t_3$  до конечной  $t_4$  за счет

тепла конденсации  $G_1$ , кг/с, пара с энтальпией  $i_1$ , Дж/кг, температурой насыщения  $t_n$  и удельной теплоемкостью конденсата  $c_n$ , то уравнение теплового баланса будет иметь вид:

$$G_1(i_1 - c_n t_n) = G_2 c_2 (t_4 - t_3) = Q \quad (2)$$

Для процесса испарения  $G_2$  кг/с жидкости с начальной температурой  $t_3$  и начальной удельной теплоемкостью  $c_2$  потоком жидкости (газа)  $G_1$  кг/с с удельной теплоемкостью  $c_1$  начальной  $t_1$  и конечной  $t_2$  температурами получим:

$$G_1 c_1 (t_1 - t_2) = G_2 (i_2 - c_2 t_3) = Q \quad (3)$$

причем  $i_2$  — энтальпия образовавшегося пара.

В случае испарения жидкости за счет тепла конденсации пара:

$$G_1 (i_1 - c_n t_n) = G_2 (i_2 - c_n t_n) = Q \quad (4)$$

Уравнения (а)—(д) написаны без учета потерь тепла в окружающую среду, компенсация которых вызывает на практике необходимость либо дополнительного расхода греющего теплоносителя, либо уменьшения нагреваемого потока, либо понижения конечной температуры одного или обоих теплоносителей.

Каждая из частей уравнений (а)—(д) выражает количество тепла  $Q$ , передаваемого в единицу времени через поверхность теплообмена любого рекуперативного аппарата, работающего в установленном режиме.

Задача технологического расчета теплообменного аппарата сводится либо к определению требуемой поверхности теплообмена  $F$  при заданных скоростях (расходах) и температурах ( $t_1, t_2, t_3, t_4$ ) обоих теплоносителей, либо к нахождению возможного теплового потока  $Q$  в аппарате с поверхностью  $F$  при заданных значениях остальных величин. В обоих случаях необходимо знать величину средней разности температур теплоносителей  $\Delta t_{cp}$  вдоль поверхности теплообмена. Последняя же зависит от характера изменения

температур теплоносителей вдоль поверхности теплообмена, обусловленного их свойствами и схемой движения.

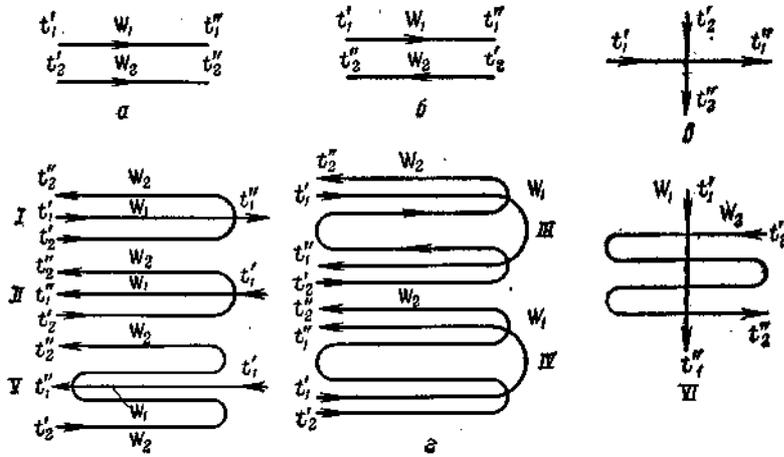


Рис. 1 Схемы движения теплоносителей

Средняя разность температур  $\Delta t_{cp}$  определяется следующим образом для противотока и прямотока:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mu}}\right)}$$

где  $\Delta t_{\delta}$  и  $\Delta t_{\mu}$  — большая и меньшая разности температур на концах теплообменника.

Теплопередача количества теплоты, определенного по тепловым балансам (1)-(4) вычисляется по уравнению теплопередачи:

$$Q = kF\Delta t_{cp}$$

Где  $k$  - коэффициент теплопередачи,  $F$  - площадь теплообменной поверхности.

Удельная тепловая нагрузка аппарата:

$$q = \frac{Q}{F} = k\Delta t_{cp}$$

Коэффициент теплопередачи  $k$  для плоской стенки:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

для цилиндрической стенки:

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum \frac{1}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}$$

Где  $\alpha_1, \alpha_2$  - коэффициенты теплопередачи горячего и холодного теплоносителей,  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности материала стенки,  $\delta$  - толщина стенки,  $d_1, d_2$  - внутренний и наружный диаметры стенки.

Чаще всего в инженерной практике для определения коэффициентов теплоотдачи используют эмпирические критериальные уравнения процесса теплоотдачи выведенные на основе теории подобия с применением безразмерных критериев подобия.

При выборе критериального уравнения для определения коэффициентов теплоотдачи необходимо принимать во внимание следующее:

1. Характер теплообмена: без изменения агрегатного состояния вещества (нагревание, охлаждение), с изменением агрегатного состояния вещества (кипение, конденсация).
2. Режим движения теплоносителя, за который отвечает критерий Рейнольдса.
3. Пространство теплообменника, в котором течет теплоноситель: трубное или межтрубное.
4. Геометрическое расположение теплообменных труб: вертикальное или горизонтальное.
5. Наличие перемешивающих механических устройств: мешалки, пневматические устройства и т.д.

6. Вид поверхности теплообмена: плоская, трубчатая, оребренная и т.д.

7. Тип конструкции теплообменника: кожухотрубчатый, Змеевиковый, "труба в трубе" и т.д.

Таблица 1

Основные критерии подобия

Критерий Нуссельта:	$Nu = \frac{a \cdot l}{\lambda}$
Критерий Прандтля:	$Pr = \frac{c \cdot \mu}{\lambda} = \frac{\nu}{a}$
Критерий Рейнольдса:	$Re = \frac{w \cdot l \cdot \rho}{\mu} = \frac{w \cdot l}{\nu}$
Критерий Грасгофа:	$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^3} \beta \cdot \Delta t$
Критерий Пекле:	$Pe = Re \cdot Pr$

Таблица 2

Величины входящие в расчет критериев подобия

Величина	Наименование	Единица измерения в СИ
$\alpha$	Коэффициент теплоотдачи	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
$\beta$	Коэффициент объемного расширения	К <sup>-1</sup>
$\lambda$	Коэффициент теплопроводности	Вт/(м·К)
$\mu$	Динамический коэффициент вязкости	Па·с
$\nu$	Кинематический коэффициент вязкости	м <sup>2</sup> /с
$\rho$	Плотность	кг/м <sup>3</sup>
$a = \lambda / (c \cdot \rho)$	Коэффициент температуропроводности	м <sup>2</sup> /с
$c$	Удельная теплоемкость (при постоянном	Дж/(кг·К)

Величина	Наименование	Единица измерения в СИ
	давлении)	
$g$	Ускорение свободного падения	м/с <sup>2</sup>
$l$	Определяющий геометрический размер (для каждой формулы указывается, какой размер является определяющим)	м
$r$	Теплота парообразования (испарения) удельная	Дж/кг
$\Delta t$	Разность температур стенки и жидкости (или наоборот)	К
$w$	Скорость	м/с

## УРАВНЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОТДАЧИ

### I. Теплоотдача без изменения агрегатного состояния вещества

1. При движении теплоносителя в прямых трубах круглого сечения или в каналах некруглого сечения (трубное пространство кожухотрубчатого теплообменника и теплообменника типа "труба в трубе") коэффициент теплоотдачи определяют из следующих уравнений:

а) При развитом турбулентном течении ( $Re > 10\ 000$ )

$$Nu = 0,021 \varepsilon_t Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr / Pr_{CT})^{0,25} \quad (1)$$

где  $\varepsilon_t$  - коэффициент, учитывающий отношение длины трубы  $l$  к ее диаметру  $d$ , при  $L / d \geq 50$   $\varepsilon_t = 1$ .

б) При переходном режиме движения ( $2300 < Re < 10\ 000$ )

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43} (Pr / Pr_{CT})^{0,25} \quad (2)$$

в) При ламинарном режиме течения ( $Re \leq 2300$ )

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} Gr^{0,1} Pr^{0,43} (Pr/Pr_{CT})^{0,25} \quad (3)$$

Определяющим геометрическим размером в формулах (1) - (3) является эквивалентный диаметр трубы (внутренний диаметр для труб круглого сечения), определяющей температурой, при которой рассчитываются все теплофизические характеристики теплоносителей. - средняя температура тепловых агентов.  $Pr_{CT}$ - критерий Прандтля, рассчитанный при температуре стенки.

2. При движении теплоносителя в межтрубном пространстве теплообменника типа "труба в трубе" коэффициент теплоотдачи считают по формулам (1) - (3), подставляя в качестве определяющего размера эквивалентный диаметр кольцевого сечения между двумя трубами:

$$d_э = D_{вн} - d_n$$

где  $D_{вн}$  — внутренний диаметр наружной трубы;  $d_n$  – наружный диаметр внутренней трубы.

3. Теплоотдача при поперечном обтекании пучка гладких труб (межтрубное пространство кожухотрубчатого теплообменника):

при  $Re < 1000$  для коридорных и шахматных пучков

$$Nu = 0,56 \varepsilon_\phi Re^{0,5} Pr^{0,36} (Pr/Pr_{CT})^{0,25} \quad (4)$$

при  $Re \geq 1000$  для коридорных пучков

$$Nu = 0,22 \varepsilon_\phi Re^{0,65} Pr^{0,36} (Pr/Pr_{CT})^{0,25} \quad (5)$$

для шахматных пучков

$$Nu = 0,4 \varepsilon_\phi Re^{0,6} Pr^{0,36} (Pr/Pr_{CT})^{0,25} \quad (6)$$

$\varepsilon_\phi$  в формулах (4) - (6) принимается применительно к кожухотрубчатым теплообменникам с поперечными перегородками равным 0.6.

Определяющим размером в формулах (4) - (6) является наружный диаметр трубы, определяющей температурой - средняя температура теплоносителя.

## II. Теплоотдача при изменении агрегатного состояния вещества

1. При пленочной конденсации насыщенного пара любых веществ коэффициент теплоотдачи определяют следующим образом:

а) в случае конденсации на пучке  $n$  вертикальных труб высотой  $H$  с наружным диаметром  $d$  среднее значение коэффициента теплоотдачи

$$\alpha = 2,04\varepsilon_r\varepsilon_t^4\sqrt{\frac{\lambda^3\rho^2r}{\mu\Delta tH}} = 3,78\varepsilon_r\varepsilon_t\lambda^3\sqrt{\frac{\rho^2dn}{\mu G}} \quad (7)$$

б) в случае конденсации на наружной поверхности пучка горизонтальных труб с наружным диаметром  $d$

$$\alpha = 0,728\varepsilon_r\varepsilon_t^4\sqrt{\frac{\lambda^3\rho^2rg}{\mu\Delta td}} \quad (8)$$

В формулах (7). (8):  $\varepsilon_r$  - поправочный коэффициент на содержание в паре неконденсирующихся газов. По [1. рис. 4.9] можно определить коэффициент  $\varepsilon_r$  по концентрации неконденсирующихся газов в паре;  $\varepsilon_t$  - поправочная функция, учитывающая вязкость и теплопроводность конденсата при температуре стенки ( $\mu_{ст}$ ,  $\lambda_{ст}$ ):

$$\varepsilon_t = \left[ \left( \frac{\lambda_{ст}}{\lambda} \right)^3 \frac{\mu}{\mu_{ст}} \right]^{1/8} \quad (9)$$

Здесь определяющий размер - наружный диаметр труб, или их высота (длина), все теплофизические характеристики определяются для конденсата при температуре конденсации ( $t_{конд}$ ), т.е. средней температуре теплоносителя;  $G$  - массовый расход пара, кг/с;  $r$  -

удельная теплота парообразования при  $t_{\text{конд}}$ . Дж/кг;  $\Delta t = t_{\text{конд}} - t_{\text{ст}}$  — разность температур конденсации и температуры стенки;  $\varepsilon$  — поправочный множитель, учитывающий влияние числа труб по вертикали. Определяется по [1, рис. 4.7]. Число труб по вертикали определяют по [1, табл. 4.12].

2. Теплоотдача при пузырьковом кипении жидкостей:

а) при кипении в трубах в условиях свободного или вынужденного движения

$$\alpha = b^3 \sqrt{\frac{\lambda^2 q^2}{\nu \sigma T_{\text{кип}}}} = b^3 \frac{\lambda^2 (\Delta T_{\text{кип}})^2}{\nu \sigma T_{\text{кип}}} = b^3 \frac{\lambda^2 (\Delta T_{\text{кип}})^2 \rho}{\nu \sigma T_{\text{кип}}} \quad (10)$$

б) при кипении на поверхностях, погруженных в большой объем жидкости:

$$\alpha = 0,075 \left[ 1 + 10 \left( \frac{\rho}{\rho_{\text{п}}} - 1 \right)^{-2/3} \right] \left( \frac{\lambda^2 \rho}{\mu \sigma T_{\text{кип}}} \right)^{1/3} q^{2/3} \quad (11)$$

В формулах (10), (11) все теплофизические характеристики жидкости следует определять при температуре кипения, соответствующей рабочему давлению:  $q$  - удельная тепловая нагрузка. Вт/м<sup>2</sup>;  $\sigma$  - коэффициент поверхностного натяжения. Н/м.  $T_{\text{кип}}$  - температура кипения жидкости, К;  $\Delta T_{\text{кип}} = (T_{\text{ст}} - T_{\text{кип}})$  - разность температуры стенки и средней температуры теплоносителя;  $b$  - безразмерная функция,

$$b = 0,075 + 0,075 (\rho_{\text{п}} / (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}))^{2/3} \quad (12)$$

$\rho_{\text{п}}$  — плотность пара, кг/м<sup>3</sup>,

$$\rho_{\text{п}} = \frac{M_{\text{п}} p T_0}{22,4 p_0 T} \quad (13)$$

где  $p$  и  $T$  - рабочие давление и температура;  $p_0$  и  $T_0$  - давление и температура при нормальных условиях (1 кгс/см<sup>2</sup>, 273 К);  $\rho_{\text{ж}}$  - плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $M_{\text{п}}$  - молярная масса пара, кг/кмоль.

## ПРИМЕР РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

### Условие задания

Выполнить расчет теплообменника для нагрева воды от 12 до 42 °С за счет конденсации пара. Расход нагреваемой воды 5,6 кг/с, давление нагревающего пара 0,12 МПа, температура нагревающего пара  $t_n = 104$  °С. Коэффициент, учитывающий потери теплоты теплообменником в окружающую среду 0,97.

### Тепловой расчет

#### Расчет общих характеристик процесса.

Температурная схема:

104 ——— 104  
12 ———>42

$$\Delta t_6 = 104 - 12$$

$$\Delta t_m = 104 - 42$$

$$\Delta t_6 = 104 - 12 = 92$$

$$\Delta t_m = 72 - 42 = 30$$

Средняя разность температур:

$$\Delta t_{cp} = (92 - 30) / \ln (92/30) = 55,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

В дальнейшем для обозначения водяного пара (межтрубное пространство) принимается индекс «1», а для обозначения нагреваемой жидкости (трубное пространство) – индекс «2».

Средняя температура жидкости:

$$t_{cp2} = (t_1 + t_2) / 2$$

$$t_{cp2} = 27^\circ\text{C}$$

Объемный расход жидкости ( $V$ ), м<sup>3</sup>/с рассчитывается по формуле:

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = 0,0056 \text{ м}^3/\text{с}$$

где  $\rho_2$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup> при температуре  $t_2$

Расход теплоты на нагревание жидкости:

$$Q = G_2 c_2 (t_{2, \text{кон}} - t_{2, \text{нач}}) = 5,6 \cdot 4178,3 \cdot 30 = 740000 \text{ Вт} = 0,74 \text{ МВт}$$

где  $c_2$  – удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К) при температуре  $t_{\text{ср}}$ ,

Расход сухого греющего пара ( $G_1$ ), кг/с с учетом 3% потерь теплоты:

$$G_1 = \frac{1,03 Q}{r} = 3,3 \text{ кг/с (по табл. 1),}$$

где  $r$  – удельная теплота конденсации водяного пара, Дж/кг при температуре  $t_1 = 104^\circ\text{C}$ .

Для ориентировочного определения максимальной поверхности теплообмена необходимо задаться коэффициентом теплопередачи. Согласно теории значение этого коэффициента, характеризующее теплообмен между конденсирующимся водяным паром и жидкостью, составляет  $K_{\text{мин}} = 800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

В этом случае максимальная поверхность теплообмена ( $F_{\text{макс}}$ ), м<sup>2</sup> составит:

$$F_{\text{макс}} = \frac{Q}{K_{\text{мин}} \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{Q}{800 \Delta t_{\text{ср}}} = 16,7 \text{ м}^2.$$

**Последовательность проведения расчетов при турбулентном режиме течения жидкости в трубном пространстве.**

При турбулентном режиме течения должно выполняться условие:  $Re \geq 10\,000$ .

Таким образом, скорость движения жидкости в трубах должна быть больше ее предельного минимального значения ( $w_{2, \text{т}}$ ), м/с:

$$w_{2,т} = \frac{10000 \mu_2}{d_2 \rho_2},$$

где  $\mu_2$  – динамический коэффициент вязкости жидкости, Па·с при температуре  $t_2$   $\rho_2$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup> при температуре  $t_{ср}$ ;  $d_2$  – внутренний диаметр труб, м. Для расчетов можно выбрать трубы диаметром 25×2 мм. Тогда внутренний диаметр труб равен:  $d_2 = 25 - 2 \cdot 2 = 21$  мм.

$$\mu_2 = 0,6321 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}; \rho_2 = 1000 \text{ кг/м}^3$$

$$w_{2,т} = 10000 \cdot 0,6321 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с} / 0,021 \text{ м} \cdot 1000 \text{ кг/м}^3 = 0,3 \text{ м/с}.$$

Число труб на один ход теплообменника, необходимое для обеспечения турбулентного режима:

$$n'_т = \frac{V_2}{0,785 d_2^2 w_{2,т}} = 53 \text{ шт. (по табл. 1)}$$

Задаваясь условиями:  $n_т < 53$  шт. и  $F_т < 16,7$  м<sup>2</sup> выбран теплообменник, который имеет наиболее простое устройство и меньшую металлоемкость, одноходовой аппарат ( $z_т = 1$ ) с внутренним диаметром кожуха  $D_т = 273$  мм, числом труб на один ход трубного пространства  $n_т = 37$ , длиной труб  $L_т = 6,0$  м, и площадью поверхности теплообмена  $F_т = 9$  м<sup>2</sup>.

Перед проведением расчетов следует уточнить критерий Рейнольдса с учетом характеристики выбранного теплообменника:

$$Re_{2,т} = 10000 \cdot (n'_т / n_т) = 10000 \cdot (53/37) = 14324;$$

Критерий Прандтля для жидкости при температуре  $t_2$ :

$$Pr_{2,т} = \frac{c_2 \mu_2}{\lambda_2},$$

где  $\lambda_2$  – коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·К) при температуре  $t_{cp}$   $\lambda_2 = 0,6$  Вт/(м·К)

$$Pr_2 = 4178,3 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К}) \cdot 0,6321 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с} / 0,6 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К}) = 4,4;$$

Критерий Нуссельта для жидкости рассчитывается по уравнению:

$$Nu_{2,\tau} = 0,021 Re_{2,\tau}^{0,8} Pr_{2,\tau}^{0,43} \left( \frac{Pr_{2,\tau}}{Pr_{ст.2}} \right)^{0,25}.$$

$$Nu_{2,\tau} = 0,021 \cdot 14324^{0,8} \cdot 4,4^{0,43} \cdot 1,05 = 88;$$

Коэффициент теплоотдачи ( $\alpha_{2,\tau}$ ), Вт/(м<sup>2</sup>·К) для жидкости:

$$\alpha_{2,\tau} = \frac{Nu_{2,\tau} \lambda_2}{d_2}.$$

$$\alpha_{2,\tau} = 88 \cdot 0,6 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К}) / 0,021 \text{ м} = 2408 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К});$$

Для расчета величины коэффициента теплоотдачи ( $\alpha_{1,\tau}$ ), Вт/(м<sup>2</sup>·К) при конденсации водяного пара на пучке горизонтальных труб следует воспользоваться формулой:

$$\alpha_{1,\tau} = \alpha_{ср,\tau} = 2,02 \varepsilon B_t \sqrt[3]{\frac{(n_\tau z_\tau) L_\tau}{G_1}},$$

где  $\varepsilon = 0,6$  – коэффициент, зависящий от расположения труб;  
 $B_t = f(\lambda, \rho, \mu) = 1036$  – функция для воды при температуре конденсации  $t_1 = 104$ .

$$\alpha_{1,\tau} = 2,02 \cdot 0,6 \cdot 1036 \cdot ((32,7 \cdot 6 \cdot 6)/6,3)^{1/3} = 38455 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К});$$

Коэффициент теплопередачи  $K_\tau$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К) определяется по выражению:

$$K_{\tau} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1,\tau}} + \sum r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_{2,\tau}}},$$

где  $\Sigma r_{\text{ст}}$  – полное тепловое сопротивление стенки с учетом ее поверхностных загрязнений со стороны водяного пара и нагреваемой жидкости, (м<sup>2</sup>·К)/Вт.

На основании данных следует принять тепловую проводимость загрязнений:

- со стороны греющего пара –  $1/r_{\text{загр.1}} = 5800$  Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- со стороны жидкости –  $1/r_{\text{загр.2}} = 5800$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Коэффициент теплопроводности стали  $\lambda_{\text{ст}} = 46,5$  Вт/(м·К), тогда

$$\sum r_{\text{ст}} = \frac{1}{\frac{1}{5800} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{5800}} = 2580 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

$$K_{\tau} = 1 / ((1/38455) + (1/2580) + (1/2408)) = 1262(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$$

#### **Определение запаса площади поверхности теплообмена.**

Расчетная площадь поверхности теплообмена ( $F_p$ ), м<sup>2</sup>:

$$F_p = \frac{Q}{K \Delta t_{\text{ср}}},$$

где  $K$  – соответственно значения  $K_{\tau}$

$$F_p = 740000 \text{ Вт} / 1262 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт} \cdot 76^{\circ}\text{C} = 7,71 \text{ м}^2$$

Запас площади поверхности теплообмена ( $3$ ), %:

$$3 = \frac{F - F_p}{F}$$

Для турбулентного режима  $3 = ((9 - 7,71) / 9) = 14,3 \%$   
удовлетворяет условию  $10\% \leq 3 \leq 40\%$ .

$$q = K\Delta t_{\text{ср}} = 1262 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт} \cdot 76^\circ\text{С} = 95912 \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

В результате проведения технологического расчета теплообменника выбрана следующая конструкция, с запасом обеспечивающая необходимую теплопередачу: вертикальный одноходовый кожухотрубчатый конденсатор с диаметром кожуха 273 мм., диаметром стальных труб 25x2 мм, числом труб равным 37 длиной труб 6,0 м, и площадью поверхности теплообмена 9 м<sup>2</sup>.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии : учебное пособие для вузов / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков ; под ред. чл.-кор. АН СССР П.Г. Романкова. – 10-е изд., перераб. и доп. – Л. : Химия, 1987. – 576 с.
2. Романков, П.Г. Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи) / П.Г. Романков, В.Ф. Фролов, О.М. Флисюк, М.И. Курочкина. – Л. : Химия, 1993. – 496 с.
3. Касаткин, А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии : учебник для вузов / А.Г. Касаткин. – 9-е изд., испр. – М. : Химия, 1973. – 752 с.
4. Основные процессы и аппараты химической технологии : пособие по проектированию / Г.С. Борисов, В.П. Брыков, Ю.И. Дытнерский и др. ; под ред. Ю.И. Дытнерского. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Химия, 1991. – 496 с.
5. Плановский, А.Н. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии : учебник для вузов / А.Н. Плановский, П.И. Николаев. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Химия, 1987. – 496 с.
6. Циборовский, Я. Процессы и аппараты химической технологии / Я. Циборовский ; пер. с пол. под ред. П.Г. Романкова. – Л. : Государственное научно-техническое издательство химической литературы, 1958. – 932 с.
7. Хоблер, Т. Теплопередача и теплообменники : пер. с пол. / Т. Хоблер. – Л. : Госхимиздат, 1961. – 820 с.

8. Кичигин, М.А. Теплообменные аппараты и выпарные установки / М.А. Кичигин, Г.Н. Костенко. – М.– Л. : Госэнергоиздат, 1955. – 392 с.

9. Яблонский, П.А. Проектирование тепло- и массообменной аппаратуры химической промышленности / П.А. Яблонский. – Л. : ЛТИ им. Ленсовета, 1978. – 85 с.

10. Уонг, Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров : пер. с англ. / Х. Уонг. – М. : Атомиздат, 1979. – 216 с.

11. Кириллов, П.Л. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы) / П.Л. Кириллов, Ю.С. Юрьев, В.П. Бобков. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 296 с.

12. Справочник по теплообменникам : в 2 т. / пер. с англ. под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – Т. 1. – 560 с.

13. Справочник по теплообменникам : в 2 т. / пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко и др. – М. : Энергоатомиздат, 1987. – Т. 2. – 352 с.

14. Хаузен, Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе : пер. с нем. / Х. Хаузен. – М. : Энергоиздат, 1981. – 384 с.

15. Жукаускас, А.А. Конвективный перенос в теплообменниках / А.А. Жукаускас. – М. : Наука, 1982. – 472 с.

16. Черепенников, И.А. Примеры теплового расчета теплообменника : метод. указания / И.А. Черепенников. – Тамбов : ТИХМ, 1973. – 34 с.

17. Васильев, Л.Л. Теплообменники на тепловых трубах / Л.Л. Васильев. – Минск : Наука и техника, 1981. – 143 с.

18. Методы оптимизации параметров теплообменных аппаратов АЭС. – Минск : Наука и техника, 1981. – 144 с.

19. Калафати, Д.Д. Оптимизация теплообменников по эффективности теплообмена / Д.Д. Калафати, В.В. Попалов. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 152 с.

20. Кириллов, П.Л. Справочник по теплогидравлическим

расчетам / П.Л. Кириллов, Ю.С. Юрьев, В.П. Бобков. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 296 с.

21. Кулинченко, В.Р. Справочник по теплообменным расчетам / В.Р. Кулинченко. – Киев : Техника, 1990. – 165 с.

22. Барсуков, С.И. Малые теплообменные аппараты / С.И. Барсуков, И.И. Рейзин, В.И. Кузнецов. – Томск : Изд-во Том. ун-та, 1993. – 208 с.

23. Бажан, П.И. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селиверстов. – М. : Машиностроение, 1989. – 366 с.

24. Hewitt, G.F. Hemisphere handbook of heat exchanger design / G.F. Hewitt (Coor. Ed.), E.U. Schlunder (Ed.-in-Chief). – NY : Hemisphere Publ. Corp., 1990.

25. Исаченко, В.П. Теплопередача : учебник для вузов / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – 4-е изд. – М. : Энергоиздат, 1981. – 416 с.

26. Кутателадзе, С.С. Справочник по теплопередаче / С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанский. – Л.–М. : Гос-энергоиздат, 1959. – 414 с.

27. Кутателадзе, С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление : справочное пособие / С.С. Кутателадзе. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.

28. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). – 2-е изд. – М. : Энергия, 1973. – 296 с.

29. Гидравлический расчет котельных агрегатов (нормативный метод). – М. : Энергия, 1978. – 256 с.

30. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). – 3-е изд. – Л. : Энергия, 1977. – 256 с.

31. Розен, А.М. Масштабный переход в химической технологии. Разработка промышленных аппаратов методом гидродинамического моделирования / А.М. Розен. – М. : Химия, 1980. – 320 с.

32. Ляшков, В.И. Тепловой расчет теплообменных аппаратов : метод. указания и варианты расчетно-граф. заданий по теплопередаче для студ. 2 – 4 курсов / В.И. Ляшков, И.А. Черепенников. – Тамбов : ТИХМ, 1991. – 48 с.

33. Гильденблат, И.А. Влияние структуры потоков на эффек-

тивность работы теплообменных аппаратов : учебное пособие / И.А. Гильденблат. – М. : МХТИ им. Д.И.Менделеева, 1979. – 24 с.

34. ГОСТ Р 52857.7-2007 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты.

35. ГОСТ 15518-87 Аппараты теплообменные пластинчатые. Типы, параметры и основные размеры.

36. ГОСТ 26296-84 Лапы опорные подвесных вертикальных сосудов и аппаратов.

37. ГОСТ 12067-80 Теплообменники спиральные стальные.

38. ОСТ 26-2091-93 Опоры стальных сосудов и аппаратов .  
Конструкция.

39. ГОСТ Р 51364-99 Аппараты воздушного охлаждения.

40. ТУ 3612-023-00220302-99 "Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с плавающей головкой и кожухотрубчатые с U-образными трубами и трубные пучки к ним"

41. ТУ 3612-023-00220302-01