

# РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА

◆ ИЗДАТЕЛЬСТВО ТГТУ ◆

Министерство образования и науки Российской Федерации  
ГОУ ВПО «Тамбовский государственный технический университет»

# РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА

Методические указания  
для студентов, обучающихся по специальности 240802  
дневной и заочной форм обучения



---

Тамбов  
Издательство ТГТУ  
2007

УДК 66.045.1.001.24(076)  
ББК Л112-51я73-5  
М747

Рецензент  
Кандидат технических наук, профессор ТГТУ  
*Е.Н. Капитонов*

Составители:  
*А.Б. Мозжухин, Е.А. Сергеева*

М747 Расчет теплообменника : метод. указания / сост. : А.Б. Мозжухин, Е.А. Сергеева. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2007. – 32 с. – 30 экз.

Даны методические указания по расчету основных типов рекуперативных теплообменников, рекомендации по выбору критериальных уравнений для установившихся тепловых процессов, приведены расчетные формулы для определения коэффициентов теплоотдачи без изменения и с изменением агрегатного состояния вещества.

Предназначены для студентов, обучающихся по специальности 240802 дневной и заочной форм обучения.

УДК 66.045.1.001.24(076)  
ББК Л112-51я73-5

© ГОУ ВПО «Тамбовский государственный  
технический университет» (ТГТУ), 2007

Учебное издание

# РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА

Методические указания

Составители:  
МОЗЖУХИН Андрей Борисович,  
СЕРГЕЕВА Елена Анатольевна

Редактор Т.М. Глинкина  
Инженер по компьютерному макетированию Т.А. Сынкova

Подписано в печать 29.12.2006. Формат 60×84/16.  
1,8 усл. печ. л. Тираж 30 экз. Заказ № 883

Издательско-полиграфический центр  
Тамбовского государственного технического университета  
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

## 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 при выполнении домашней работы, в курсовом и дипломном проектировании, а также при освоении такого важного раздела ПАХТ, как теплопередача в химической аппаратуре.

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], а также новый вариант этого задачника [2], разделы по теплопередаче из учебных пособий по ПАХТ А.Г. Касаткина [3], пособия по проектированию под редакцией Ю.И. Дытнерского [4] и др.

Как показывает практика преподавания курса ПАХТ, несмотря на наличие фундаментальных монографий, учебников и справочников по проектированию теплообменников, имеется существенная необходимость в детальных методических указаниях, которые и даются в настоящем издании.

## 1. ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Теплообменники делятся на рекуперативные (поверхностные), регенеративные (с теплоаккумулирующей насадкой), теплообменники смешения, тепловые трубы и комбинированные.

В настоящих методических указаниях рассматриваются поверхностные теплообменники непрерывного действия, работающие в установившемся режиме.

Приведенный краткий список литературы позволяет судить о широте и сложности проблем проектирования теплообменного оборудования и содержит некоторые подходы к решению этих проблем.

Перечислим некоторые типовые задачи такого рода.

1. Определение средней движущей силы (или числа единиц переноса) для теплообменников смешанного тока и при неидеальной структуре потоков.
2. Значительное изменение коэффициентов теплоотдачи и теплофизических свойств теплоносителей по длине аппарата.
3. Расчет теплообменников-регенераторов.
4. Расчет теплообменников смешения.
5. Тепловые трубы (теплопередающие устройства с фазовым превращением и капиллярно-напорным или напорно-гравитационным переносом промежуточного теплоносителя).
6. Работа теплообменников в нестационарных и переходных режимах.
7. Теплообменники периодического действия.
8. Равномерное распределение потоков, структура потоков теплоносителей, масштабный переход.
9. Методы интенсификации теплопередачи.
10. Борьба с накипеобразованием и загрязнениями.
11. Отвод конденсата и неконденсирующихся газов.
12. Двух-, трехфазные дисперсные среды (газ, жидкость, твердый зернистый материал).
13. Предельные температуры, давления, скорости.
14. Совместный тепло- и массоперенос (в оросительных теплообменниках, градирнях и т.д.).
15. Аэрогидродинамические, прочностные, термомеханические и другие расчеты (включая компенсацию температурного расширения, теплоизоляцию, устойчивость, гидравлический удар, вибрации, собственные колебания и резонанс и т.д.).
16. Теплообменные аппараты, встроенные или совмещенные с другим гидромеханическим, теплообменным, химическим и прочим оборудованием.
17. Специальное теплообменное оборудование различного назначения (практически во всех сферах материальной деятельности человека).
18. Конструктивно-технологическая оптимизация теплообменного оборудования.
19. Автоматическое регулирование и оптимальное управление теплообменным оборудованием.

## 2. ПОРЯДОК РАСЧЕТА ТЕПЛОБМЕННИКОВ

Основной характеристикой рекуперативных теплообменных аппаратов является теплопередающая поверхность, или поверхность теплообмена. От ее величины зависят геометрические размеры теплообменников, стоимость их изготовления, монтажа и эксплуатации.

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.

## 2.1. Определение коэффициентов теплоотдачи

Чаще всего в инженерной практике используются критериальные уравнения процесса теплоотдачи. 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 при вынужденном движении 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.

## 2.2. Уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи для установившихся тепловых процессов

### 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 ( $Re \geq 10\,000$ )

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

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

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

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

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

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

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.  $Pr_{ст}$  – 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:

$$d_s = D_{вн} - d_n,$$

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

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

при  $Re \geq 1000$  для коридорных пучков

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

для шахматных пучков

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

$\varepsilon_\phi$  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

$$\alpha = 2,04 \varepsilon_r \varepsilon_t \varepsilon_i \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r}{\mu \Delta t H}} = 3,78 \varepsilon_r \varepsilon_t \lambda^3 \sqrt[3]{\frac{\rho^2 d n}{\mu G}}; \quad (7)$$

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

$$\alpha = 0,728 \varepsilon_r \varepsilon_t \varepsilon_i \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu \Delta t d}}. \quad (8)$$

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  $t_{конд}$ , Дж/кг;  $\Delta t = t_{конд} - t_{ст}$  – 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

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

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

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

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;  $T_{кип}$  – температура кипения жидкости, К;  $\Delta T_{кип} = (T_{ст} - T_{кип})$  – разница температуры стенки и средней температуры теплоносителя;  $b$  – безразмерная функция,

$$b = 0,075 + 0,75 (\rho_n / (\rho_n - \rho_n))^{2/3}; \quad (12)$$

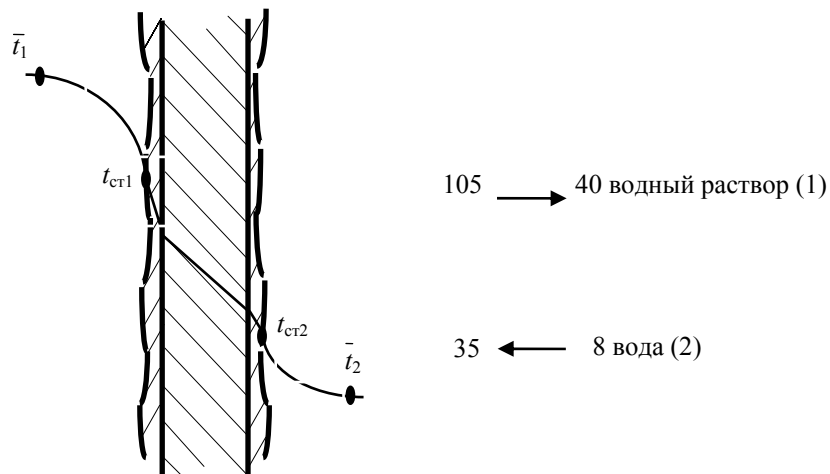
$\rho_n$  – плотность пара, кг/м<sup>3</sup>,

$$\rho_n = \frac{M_n}{22,4} \frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T}, \quad (13)$$

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);  $\rho_n$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $M_n$  – молярная масса пара, кг/кмоль.

## 3. РАСЧЕТ ХОЛОДИЛЬНИКА

50 т/ч водного раствора (растворенное вещество и концентрация заданы) охлаждается от 105 до 40 °С водой. Последняя нагревается от 8 до 35 °С. Определить поверхность противоточного теплообменника и выбрать его по каталогу.



Составляем схему потоков и обозначаем температуры теплоносителей:  
 Индекс 1 отнесем к водному раствору (горячему теплоносителю), индекс 2 – к воде (холодному теплоносителю).

Определяем большую и меньшую разности температур, а также среднюю движущую силу:

$$\Delta t_6 = 105 - 35 = 70 \text{ }^\circ\text{C}; \quad \Delta t_M = 40 - 8 = 32 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} > 2 \Rightarrow$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{70 - 32}{\ln \frac{70}{32}} = 48,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Определяем средние температуры теплоносителей:

$$\bar{t}_2 = \frac{35 + 8}{2} = 21,5 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\bar{t}_1 = \bar{t}_2 + \Delta t_{cp} = 21,5 + 48,5 = 70 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Следует заметить, что средняя температура одного из теплоносителей ищется как среднее арифметическое значение между начальной и конечной температурой только у того теплоносителя, у которого температура изменяется в теплообменнике на *меньшее число градусов*.

Тепловая нагрузка теплообменника с учетом потерь теплоты (5 %)

$$Q = 1,05 G_1 c_1 (t_{1н} - t_{1к}) = 1,05 \cdot (50\,000 / 3600) \cdot 3435 \cdot 65 = 3\,256\,100 \text{ Вт},$$

где  $c_1 = 0,82 \cdot 4190 = 3435 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  – теплоемкость данного водного раствора при средней температуре  $\bar{t}_1$  [1, рис. XI].

Расход охлаждающей воды

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_{2к} - t_{2н})} = \frac{3\,256\,100}{4190 \cdot 27} = 28,8 \text{ кг/с},$$

где  $c_2 = 4190 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$  – теплоемкость воды при средней температуре  $\bar{t}_2$  (при температуре от 0 до 90 °C практически не изменяется).

Объемные расходы раствора и воды

$$V_1 = G_1 / \rho_1 = 50\,000 / (3600 \cdot 1125) = 0,0123 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_2 = G_2 / \rho_2 = 28,8 / 998 = 0,0289 \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $\rho_1 = 1125 \text{ кг/м}^3$ ;  $\rho_2 = 998 \text{ кг/м}^3$  [1, табл. IV];

$$\mu_1 = 0,66 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}; \quad \mu_2 = 0,97 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с} [1, \text{рис. V}].$$

Теплофизические характеристики определяются при  $\bar{t}_1 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $\bar{t}_2 = 21,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Оценим ориентировочно значение площади теплообмена, полагая по [1, табл. 4.8]  $K_{op} = 140 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$  (минимальное значение):

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \Delta t_{cp}} = \frac{3\,256\,100}{140 \cdot 48,5} \approx 480 \text{ м}^2.$$

Рассмотрим одиночный одноходовой кожухотрубчатый теплообменник со стальными трубами  $25 \times 2$  мм. Раствор (1) направляем в трубное пространство, так как он дает больше загрязнений, а воду (2) – в межтрубное пространство.

Характерный линейный размер для трубного пространства – внутренний диаметр трубы, а для межтрубного пространства – наружный.

1. Расчет коэффициента теплоотдачи для трубного пространства (раствор).

Для обеспечения турбулентного течения раствора в трубном пространстве ( $Re > 10\,000$ ) необходима скорость

$$w'_1 = \frac{Re_1 \mu_1}{d_{\text{вн}} \rho_1} = \frac{10\,000 \cdot 0,66 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 1125} = 0,279 \text{ м/с.}$$

Число труб, обеспечивающих расход раствора при  $Re = 10\,000$

$$n = \frac{V_1}{0,785 d_{\text{вн}}^2 w'_1} = \frac{0,0123}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 0,279} = 127.$$

По [1, табл. 4.12] по  $F_{\text{оп}}$  и  $n$  выбираем для расчета одиночный одноходовой кожухотрубчатый теплообменник с 465 трубами. Площадь варьируется от 73 до 329 м<sup>2</sup> в соответствии с длиной труб от 2 до 9 м.

Итак, рассчитываем 465-трубный теплообменник с внутренним диаметром кожуха  $D_{\text{кож.вн.}} = 800$  мм.

Пересчитываем скорость и критерий Рейнольдса для трубного пространства:

$$w_1 = \frac{V_1}{0,785 d_{\text{вн}}^2 n} = \frac{0,0123}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 465} = 0,0764 \text{ м/с;}$$

$$Re_1 = \frac{w_1 d_{\text{вн}} \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,0764 \cdot 0,021 \cdot 1125}{0,66 \cdot 10^{-3}} = 2735.$$

Режим переходный ( $2300 < Re < 10\,000$ ), и расчетная формула для критерия Нуссельта (при переходном режиме теплоносителя, для трубного пространства) будет иметь вид:  $Nu_1 = 0,008 \cdot Re_1^{0,9} \cdot Pr_1^{0,43} (Pr_1 / Pr_{\text{ст1}})^{0,25}$ .

Находим  $Pr_1$  и  $Pr_{\text{ст1}}$ :

$$Pr_1 = \frac{c_1 \mu_1}{\lambda_1} = \frac{3435 \cdot 0,66 \cdot 10^{-3}}{0,535} = 4,24.$$

где  $\lambda_1 = 0,46 \cdot 1,163 = 0,535$  Вт/(м · К) [1, рис. X];

$\lambda_2 = 0,51 \cdot 1,163 = 0,593$  Вт/(м · К) [1, рис. X].

Коэффициенты теплопроводности определялись при средних температурах теплоносителей ( $\bar{t}_1 = 70$  °С и  $\bar{t}_2 = 21,5$  °С).

Принимаем температуру стенки со стороны горячего и холодного теплоносителей:

$$t_{\text{ст1}} = \bar{t}_1 - \Delta t_{\text{ср}} / 2 = 70 - 48,5 / 2 = 45,8 \text{ °С} = t_{\text{ст2}}.$$

При этой температуре определим теплофизические характеристики:

$$c_{\text{ст1}} = 0,81 \cdot 4190 = 3394 \text{ Дж/(кг · К);}$$

$$\mu_{\text{ст1}} = 0,93 \cdot 10^{-3} \text{ Па · с;}$$

$$\lambda_{\text{ст1}} = 0,425 \cdot 1,163 = 0,494 \text{ Вт/(м · К);}$$

$$Pr_{\text{ст1}} = \frac{c_{\text{ст1}} \mu_{\text{ст1}}}{\lambda_{\text{ст1}}} = \frac{3394 \cdot 0,93 \cdot 10^{-3}}{0,494} = 6,39.$$

Найдем отношение  $Pr / Pr_{\text{ст}}$ :

$$Pr_1 / Pr_{\text{ст1}} = 4,24 / 6,39 = 0,664.$$

Критерий Нуссельта для раствора

$$Nu_1 = 0,008 \cdot 2735^{0,9} \cdot 4,24^{0,43} (4,24 / 6,39)^{0,25} = 16,66.$$

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 d_{\text{вн}}}{\lambda_1} \Rightarrow$$

коэффициент теплоотдачи для раствора в первом приближении

$$\alpha'_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_{\text{вн}}} = \frac{16,66 \cdot 0,535}{0,021} = 424 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

2. Расчет коэффициента теплоотдачи для межтрубного пространства (вода).

Площадь поперечного сечения межтрубного пространства



$$S_{\text{м.п}} = \frac{V_2}{w_2} = \frac{\pi D_{\text{кож.вн}}^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{нар}}^2 n}{4} = 0,785(D_{\text{кож.вн}}^2 - d_{\text{нар}}^2 n) =$$

$$= 0,785(0,8^2 - 0,025^2 \cdot 465) = 0,274 \text{ м}^2,$$

где  $D_{\text{кож.вн}}$  – внутренний диаметр кожуха, м;  $d_{\text{нар}}$  – наружный диаметр труб, м;  $n$  – число труб;  $w_2$  – скорость воды в межтрубном пространстве,

$$w_2 = \frac{V_2}{S_{\text{м.п}}} = \frac{0,0289}{0,274} = 0,105 \text{ м/с.}$$

Критерий Рейнольдса для воды

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_{\text{нар}} \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,105 \cdot 0,025 \cdot 998}{0,97 \cdot 10^{-3}} = 2701.$$

Режим переходный.

Расчетная формула для критерия Нуссельта для межтрубного пространства и шахматных пучков при  $\text{Re} > 1000$

$$\text{Nu}_2 = 0,4 \varepsilon_{\varphi} \text{Re}_2^{0,6} \text{Pr}_2^{0,36} \left( \frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{\text{ст}2}} \right)^{0,25},$$

где  $\varepsilon_{\varphi}$  принимаем равным 0,6.

Теплофизические характеристики для воды при температуре 45,8 °С:

$$c_{\text{ст}2} = 4190 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$\mu_{\text{ст}2} = 0,59 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$\lambda_{\text{ст}2} = 0,55 \cdot 1,163 = 0,640 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Вычисляем  $\text{Pr}_2$  и  $\text{Pr}_{\text{ст}2}$ :

$$\text{Pr}_2 = \frac{c_2 \mu_2}{\lambda_2} = \frac{4190 \cdot 0,97 \cdot 10^{-3}}{0,593} = 6,85;$$

$$\text{Pr}_{\text{ст}2} = \frac{c_{\text{ст}2} \mu_{\text{ст}2}}{\lambda_{\text{ст}2}} = \frac{4190 \cdot 0,59 \cdot 10^{-3}}{0,640} = 3,86.$$

Найдем отношение  $\text{Pr} / \text{Pr}_{\text{ст}2}$ :

$$\text{Pr}_2 / \text{Pr}_{\text{ст}2} = 6,85 / 3,86 = 1,775.$$

Критерий Нуссельта для воды

$$\text{Nu}_2 = 0,4 \cdot 0,6 \cdot 2701^{0,6} \cdot 6,85^{0,36} \cdot (6,85 / 3,86)^{0,25} = 63,42.$$

Коэффициент теплоотдачи для воды в первом приближении:

$$\alpha'_2 = \frac{\text{Nu}_2 \lambda_2}{d_{\text{нар}}} = \frac{63,42 \cdot 0,593}{0,025} = 1504 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Сумма термических сопротивлений

$$\sum r_{\text{ст}} = r_{\text{ст}} + r_{\text{загр}1} + r_{\text{загр}2} = \delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}} + r_{\text{загр}1} + r_{\text{загр}2} =$$

$$= 0,002 / 46,5 + 1 / 5800 + 1 / 2900 = 5,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт},$$

где  $r_{\text{ст}} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  [1, табл. XXVIII];  $r_{\text{загр}1} = 1 / 5800 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$  [1, табл. XXXI];  $r_{\text{загр}2} = 1 / 2900 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$  [1, табл. XXXI].

Коэффициент теплопередачи

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'_1} + \sum r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha'_2}} = \frac{1}{\frac{1}{424} + 5,6 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1504}} = 279 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Уточним ранее принятые значения температур стенок со стороны горячего и холодного теплоносителя исходя из *постоянства удельного теплового потока*:

$$\begin{aligned} q' &= K' \Delta t_{\text{ср}} = \alpha'_1 \Delta t'_1 = \Delta t'_{\text{ст}} / \sum r_{\text{ст}} = \alpha'_2 \Delta t'_2 = \\ &= K' (\bar{t}_1 - \bar{t}_2) = \alpha_1 (\bar{t}_1 - t_{\text{ст1}}) = (t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}) / \sum r_{\text{ст}} = \alpha_2 (t_{\text{ст2}} - \bar{t}_2), \end{aligned}$$

где  $\Delta t'_1 + \Delta t'_{\text{ст}} + \Delta t'_2 = \Delta t_{\text{ср}}$ ;

$$q' = K' \Delta t_{\text{ср}} = 279 \cdot 48,5 = 13\,532 \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$t_{\text{ст1}} = \bar{t}_1 - q' / \alpha_1 = 70 - 13\,532 / 424 = 38,1 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{ст2}} = \bar{t}_2 + q' / \alpha_2 = 21,5 + 13\,532 / 1504 = 30,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Пересчитаем коэффициенты теплоотдачи.

Определим теплофизические характеристики водного раствора и воды при уточненных температурах стенки.

При температуре стенки со стороны раствора  $t_{\text{ст1}} = 38,1 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$c_{\text{ст1}} = 0,81 \cdot 4190 = 3394 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$\mu_{\text{ст1}} = 1,07 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$\lambda_{\text{ст1}} = 0,418 \cdot 1,163 = 0,486 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

при температуре стенки со стороны воды  $t_{\text{ст2}} = 30,5 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$c_{\text{ст2}} = 4190 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$\mu_{\text{ст2}} = 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$\lambda_{\text{ст2}} = 0,525 \cdot 1,163 = 0,611 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Уточненные критерии  $\text{Pr}_{\text{ст1}}$  и  $\text{Pr}_{\text{ст2}}$

$$\text{Pr}_{\text{ст1}} = \frac{c_{\text{ст1}} \mu_{\text{ст1}}}{\lambda_{\text{ст1}}} = \frac{3394 \cdot 1,07 \cdot 10^{-3}}{0,486} = 7,47;$$

$$\text{Pr}_{\text{ст2}} = \frac{c_{\text{ст2}} \mu_{\text{ст2}}}{\lambda_{\text{ст2}}} = \frac{4190 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3}}{0,611} = 5,49.$$

Найдем отношения  $\text{Pr} / \text{Pr}_{\text{ст}}$ :

$$\text{Pr}_1 / \text{Pr}_{\text{ст1}} = 4,24 / 7,47 = 0,568 \text{ (в первом приближении } - 0,664);$$

$$\text{Pr}_2 / \text{Pr}_{\text{ст2}} = 6,85 / 5,49 = 1,248 \text{ (в первом приближении } - 1,775).$$

Уточненные коэффициенты теплоотдачи

$$\alpha_1 = \alpha'_1 (0,568 / 0,664)^{0,25} = 424 (0,568 / 0,664)^{0,25} = 408 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\alpha_2 = \alpha'_2 (1,248 / 1,775)^{0,25} = 1504 (1,248 / 1,775)^{0,25} = 1377 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{408} + 5,6 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1377}} = 268 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Проверяем принятые температуры стенок:

$$t_{ст1} = \bar{t}_1 - \frac{K\Delta t_{cp}}{\alpha_1} = 70 - \frac{268 \cdot 48,5}{408} = 38,1 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{ст2} = \bar{t}_2 + \frac{K\Delta t_{cp}}{\alpha_2} = 21,5 + \frac{268 \cdot 48,5}{1377} = 30,9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температуры стенок практически не отличаются от ранее принятых. Расчет закончен.

Определяем расчетную площадь поверхности теплообмена:

$$F_p = \frac{Q}{K\Delta t_{cp}} = \frac{3\,256\,100}{268 \cdot 48,5} = 251 \text{ м}^2.$$

По [1, табл. 4.12] выбираем теплообменник с 465 трубами с поверхностью  $F = 329 \text{ м}^2$ , длина труб – 9 м. Запас поверхности теплообмена

$$\frac{F - F_p}{F_p} \cdot 100 \% = \frac{329 - 251}{251} \cdot 100 \% = 31,1 \text{ } \%$$

#### 4. РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОРА

Аналогичная схема расчета применяется для дефлегматора и подогревателя.

50 т/ч паров заданной органической жидкости конденсируется при атмосферном давлении при 118 °С. Тепло при конденсации отнимается водой. Вода изменяет свою температуру от 8 до 35 °С. Определить поверхность противоточного теплообменника и выбрать его по каталогу.

118  $\longrightarrow$  118 органическая жидкость (1)

35  $\longleftarrow$  8 вода (2)

Определяем среднюю движущую силу:

$$\Delta t_6 = 118 - 8 = 110 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad \Delta t_m = 118 - 35 = 83 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} < 2 \Rightarrow$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2} = \frac{110 + 83}{2} = 96,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Определяем средние температуры теплоносителей:

$$\bar{t}_1 = 118 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\bar{t}_2 = \frac{35 + 8}{2} = 21,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Массовый расход органической жидкости

$$G_1 = 50\,000 / 3600 = 13,9 \text{ кг/с}.$$

Тепловая нагрузка теплообменника с учетом потерь теплоты (5 %)

$$Q = 1,05 G_1 r_1 = 1,05 \cdot 13,9 \cdot 589,1 \cdot 10^3 = 8\,591\,000 \text{ Вт},$$

где  $r_1 = 589,1 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$  (при температуре конденсации (кипения)  $t_{конд} = 118 \text{ } ^\circ\text{C}$  [1, табл. XLV]).

Расход воды:

$$G_2 = \frac{Q}{c_2(t_{2к} - t_{2н})} = \frac{8\,591\,000}{4190 \cdot 27} = 75,9 \text{ кг/с}.$$

Объемный расход воды

$$V_2 = G_2 / \rho_2 = 75,9 / 998 = 0,0761 \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $\rho_2 = 998 \text{ кг/м}^3$  (при  $\bar{t}_2 = 21,5 \text{ } ^\circ\text{C}$  [1, табл. IV]).

Примем в первом приближении минимальное значение коэффициента теплопередачи:

$$K_{\text{оп}} = 230 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \text{ [1, табл. 4.8].}$$

Ориентировочно определяем максимальную величину поверхности теплообмена:

$$F_{\text{оп}} = \frac{Q}{K_{\text{оп}} \Delta t_{\text{cp}}} = \frac{8\,591\,000}{230 \cdot 96,5} = 387 \text{ м}^2.$$

Рассмотрим одноходовой одиночный конденсатор с трубами  $25 \times 2$  мм.

Пары органической жидкости (1) направляем в межтрубное пространство, а воду (2) – в трубное.

1. Расчет коэффициента теплоотдачи для трубного пространства.

Для обеспечения турбулентного течения воды в трубном пространстве ( $Re > 10\,000$ ) необходима скорость:

$$w'_2 = \frac{Re_2 \mu_2}{d_{\text{вн}} \rho_2} = \frac{10\,000 \cdot 0,97 \cdot 10^{-3}}{0,021 \cdot 998} = 0,463 \text{ м/с},$$

где  $\rho_2$  и  $\mu_2$  – плотность и вязкость воды при температуре  $\bar{t}_2 = 21,5$  °С.

Число труб, обеспечивающих расход воды при  $Re = 10\,000$ :

$$n = \frac{V_2}{0,785 d_{\text{вн}}^2 w'_2} = \frac{0,0761}{0,785 \cdot 0,021^2 \cdot 0,463} = 475.$$

По [1, табл. 4.12] по  $F_{\text{оп}}$  и  $n$  условно выбираем одноходовой кожухотрубчатый теплообменник с внутренним диаметром кожуха  $D_{\text{вн}} = 800$  мм, площадью поверхности теплообмена от 73 до 329 м<sup>2</sup> и общим числом труб  $n = 465$  – ближайшее значение. Попытаемся посчитать этот вариант. Выбираем горизонтальное расположение труб.

Для трубного пространства (вода (2)) критерий Рейнольдса для воды при пересчете на другое количество труб

$$Re_2 = 10\,000 \cdot (475 / 465) = 10215 \text{ (} Re_2 > 10\,000, \text{ режим турбулентный).}$$

Формула для критерия Нуссельта (трубное пространство, турбулентный режим):

$$Nu_2 = 0,021 \varepsilon_l Re_2^{0,8} Pr_2^{0,43} \left( \frac{Pr_2}{Pr_{\text{ст}2}} \right)^{0,25},$$

$\varepsilon_l$  принимаем равным 1.

В этой формуле

$$Pr_2 = \frac{c_2 \mu_2}{\lambda_2} = \frac{4190 \cdot 0,97 \cdot 10^{-3}}{0,593} = 6,85.$$

(теплофизические константы определены ранее при  $\bar{t}_2 = 21,5$  °С).

Принимаем в первом приближении температуры стенок со стороны горячего и холодного теплоносителей одинаковыми:

$$t_{\text{ст}1} = t_{\text{ст}2} = \bar{t}_1 - \frac{\Delta t_{\text{cp}}}{2} = \bar{t}_2 + \frac{\Delta t_{\text{cp}}}{2} = 118 - 96,5 / 2 = 21,5 + 96,5 / 2 = 69,8 \text{ °С.}$$

Найдем теплофизические константы для воды при температуре  $t_{\text{ст}2} = 69,8$  °С:

$c_{\text{ст}2} = 4190$  Дж/(кг · К) (для воды практически не меняется от 0 до 90 °С);

$\mu_{\text{ст}2} = 0,413 \cdot 10^{-3}$  Па · с [1, табл. IX];

$\lambda_{\text{ст}2} = 0,575 \cdot 1,163 = 0,669$  Вт/(м · К) [1, рис. X].

Вычисляем  $Pr_{\text{ст}2}$ :

$$Pr_{\text{ст}2} = \frac{c_{\text{ст}2} \mu_{\text{ст}2}}{\lambda_{\text{ст}2}} = \frac{4190 \cdot 0,413 \cdot 10^{-3}}{0,669} = 2,59.$$

Найдем отношение:

$$\frac{Pr_2}{Pr_{\text{ст}2}} = \frac{6,85}{2,59} = 2,645.$$

Критерий Нуссельта для воды

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 1 \cdot 10 \cdot 215^{0,8} \cdot 6,85^{0,43} \cdot (6,85 / 2,59)^{0,25} = 98,75.$$

Коэффициент теплоотдачи для воды в первом приближении

$$\alpha'_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_{\text{вн}}} = \frac{98,75 \cdot 0,593}{0,021} = 2789 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

2. Расчет межтрубного пространства (пары органической жидкости (1)).

Конденсация паров вещества на пучке горизонтальных труб (выбираем горизонтально расположенный аппарат).

Формула для коэффициента теплоотдачи при пленочной конденсации паров вещества на наружной поверхности пучка горизонтальных труб

$$\alpha_1 = 0,728 \varepsilon \varepsilon_t \varepsilon_r \sqrt[4]{\frac{\lambda_1^3 \rho_1^2 r_1 g}{\mu_1 \Delta t d_{\text{нар}}}}.$$

В этой формуле

1)  $\varepsilon$  зависит от числа труб по вертикали ( $n_v$ ). По [1, табл. 4.12] для  $n = 465$  находим  $n_v = 23$ .

По рис. 4.7 (для шахматного расположения труб)  $\varepsilon = 0,58$ ;

2)  $\varepsilon_t$  – поправочная функция, учитывающая свойства конденсата при температуре конденсации:

$$\varepsilon_t = \left[ \left( \frac{\lambda_{\text{ст1}}}{\lambda_1} \right)^3 \frac{\mu_1}{\mu_{\text{ст1}}} \right]^{1/8} = \left[ \left( \frac{0,15}{0,142} \right)^3 \frac{0,396 \cdot 10^{-3}}{0,95 \cdot 10^{-3}} \right]^{1/8} = 0,915;$$

3)  $\lambda_1 = 0,122 \cdot 1,163 = 0,142 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  (пленка конденсата органической жидкости при  $\bar{t}_1 = 118 \text{ }^\circ\text{C}$ );

$\mu_1 = 0,396 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  (при  $\bar{t}_1 = 118 \text{ }^\circ\text{C}$ );

$\lambda_{\text{ст1}} = 0,129 \cdot 1,163 = 0,15 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  (пленка конденсата органической жидкости при  $t_{\text{ст1}} = 69,8 \text{ }^\circ\text{C}$ );

$\mu_{\text{ст1}} = 0,95 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  (при  $t_{\text{ст1}} = 69,8 \text{ }^\circ\text{C}$ );

4)  $\varepsilon_r = 1$  – принимаем, считая, что воздух в парах органической жидкости не содержится (в противном случае пользуемся [1, рис. 4.9]);

5)  $\rho_1 = 737 \text{ кг/м}^3$  – плотность пленки конденсата органической жидкости при  $\bar{t}_1 = 118 \text{ }^\circ\text{C}$  (температура конденсации);

6)  $\Delta t = \bar{t}_1 - t_{\text{ст1}} = 118 - 69,8 = 48,2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Подставим все значения и коэффициенты в формулу для  $\alpha_1$ :

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot 0,58 \cdot 0,915 \cdot 1 \sqrt[4]{\frac{0,142^3 \cdot 737^2 \cdot 589,1 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{0,396 \cdot 10^{-3} \cdot 48,2 \cdot 0,025}} = 805 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Сумма термических сопротивлений

$$\begin{aligned} \sum r_{\text{ст}} &= r_{\text{ст}} + r_{\text{загр1}} + r_{\text{загр2}} = \delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}} + r_{\text{загр1}} + r_{\text{загр2}} = \\ &= 0,002 / 46,5 + 1 / 11600 + 1 / 2900 = 4,74 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}, \end{aligned}$$

где  $r_{\text{ст}} = 46,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$  [1, табл. XXVIII];

$r_{\text{загр1}} = 1 / 11600 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$  [1, табл. XXXI];

$r_{\text{загр2}} = 1 / 2900 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$  [1, табл. XXXI].

Коэффициент теплопередачи

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'_1} + \sum r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha'_2}} = \frac{1}{\frac{1}{805} + 4,75 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{2789}} = 482 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Уточним ранее принятые значения температур стенок со стороны горячего и холодного теплоносителя исходя из *постоянства удельного теплового потока*:

$$\begin{aligned} q' &= K' \Delta t_{\text{cp}} = \alpha'_1 \Delta t'_1 = \Delta t'_{\text{ст}} / \sum r_{\text{ст}} = \alpha'_2 \Delta t'_2 = \\ &= K' (\bar{t}_1 - \bar{t}_2) = \alpha_1 (\bar{t}_1 - t_{\text{ст1}}) = (t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}) / \sum r_{\text{ст}} = \alpha_2 (t_{\text{ст2}} - \bar{t}_2), \end{aligned}$$

где  $\Delta t'_1 + \Delta t'_{\text{ст}} + \Delta t'_2 = \Delta t_{\text{cp}}$ .

$$q' = K' \Delta t_{\text{cp}};$$

$$t_{ct1} = \bar{t}_1 - q' / \alpha_1 = 118 - 482 \cdot 96,5 / 805 = 60,2 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{ct2} = \bar{t}_2 + q' / \alpha_2 = 21,5 + 482 \cdot 96,5 / 2789 = 38,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Пересчитаем коэффициент теплопередачи.

1. Коэффициент теплоотдачи для воды ( $\alpha_2$ ).

Определим теплофизические константы при уточненной температуре стенки  $t_{ct2} = 38,2 \text{ } ^\circ\text{C}$ :

$$c_{ct2} = 4190 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{K)};$$

$$\mu_{ct2} = 0,685 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с [1, табл. IX];}$$

$$\lambda_{ct2} = 0,54 \cdot 1,163 = 0,628 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)} [1, рис. X].$$

Вычисляем  $Pr_{ct2}$ :

$$Pr_{ct2} = \frac{c_{ct2} \mu_{ct2}}{\lambda_{ct2}} = \frac{4190 \cdot 0,685 \cdot 10^{-3}}{0,628} = 4,57;$$

$$\frac{Pr_2}{Pr_{ct2}} = \frac{6,85}{4,57} = 1,499 \text{ (в предыдущем приближении} - 2,645).$$

Пересчитаем коэффициент теплоотдачи для воды:

$$\alpha_2 = 2789 \left( \frac{1,499}{2,645} \right)^{0,25} = 2420 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

2. Для органической жидкости, предварительно пересчитав теплофизические константы и коэффициент для уточненной температуры  $t_{ct1} = 60,2 \text{ } ^\circ\text{C}$ :

$$\lambda_{ct1} = 0,13 \cdot 1,163 = 0,15 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)} \text{ (пленка конденсата органической жидкости при } t_{ct1} = 60,2 \text{ } ^\circ\text{C)};$$

$$\mu_{ct1} = 1,14 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с (при } t_{ct1} = 60,2 \text{ } ^\circ\text{C)};$$

$$\varepsilon_t = \left[ \left( \frac{0,151}{0,142} \right)^3 \frac{0,396 \cdot 10^{-3}}{1,14 \cdot 10^{-3}} \right]^{1/8} = 0,897 \text{ (в предыдущем приближении} - 0,915);$$

$$\Delta t = \bar{t}_1 - t_{ct1} = 118 - 60,2 = 57,8 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ (в предыдущем приближении} - 48,2).$$

$$\alpha_1 = 805 \frac{0,897}{0,915} \sqrt[4]{\frac{48,2}{57,8}} = 754 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

По уточненным данным пересчитаем коэффициент теплопередачи:

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1'} + \sum r_{ct} + \frac{1}{\alpha_2'}} = \frac{1}{\frac{1}{754} + 4,74 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{2420}} = 452 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

Проверим принятые температуры стенки:

$$t_{ct1} = \bar{t}_1 - K' \Delta t_{cp} / \alpha_1 = 118 - 452 \cdot 96,5 / 754 = 60,2 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{ct2} = \bar{t}_2 + K' \Delta t_{cp} / \alpha_2 = 21,5 + 452 \cdot 96,5 / 2420 = 39,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Отличие температуры  $t_{ct2}$  от ранее принятой около 3 %, поэтому расчет закончен.

Определяем расчетную площадь поверхности теплообмена:

$$F_p = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}} = \frac{8\,591\,000}{452 \cdot 96,5} = 197 \text{ м}^2.$$

По [1, табл. 4.12] выбираем теплообменник с 465 трубами с поверхностью  $F = 219 \text{ м}^2$ , длина труб 6 м.

Запас поверхности теплообмена

$$\frac{F - F_p}{F_p} \cdot 100 \% = \frac{219 - 197}{197} \cdot 100 \% = 11,2 \%$$

## 5. РАСЧЕТ КИПЯТИЛЬНИКА (ИСПАРИТЕЛЯ)

Необходимо испарять 50 т/ч заданной органической жидкости за счет тепла, выделяемого при конденсации водяного пара с избыточным давлением 3 кгс/см<sup>2</sup>. Испарение жидкости происходит при атмосферном давлении.

143 ————— 143 водяной пар (1)

111 ————— 111 органическая жидкость (2)

Определяем среднюю движущую силу и средние температуры теплоносителей:

$$\Delta t_6 = \Delta t_m = 143 - 111 = 32 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow \Delta t_{cp} = 32 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\bar{t}_1 = 143 \text{ }^\circ\text{C}; \quad \bar{t}_2 = 111 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Тепловая нагрузка с учетом 5 % потери теплоты

$$Q = 1,05 G_2 r_2 = 1,05 \cdot (50\,000 / 3600) \cdot 361,9 \cdot 10^3 = 5\,277\,700 \text{ Вт},$$

где  $r_2 = 361,9 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$  – удельная теплота парообразования органической жидкости при средней температуре  $\bar{t}_2$  [1, табл. XLV].

Расход греющего пара, считая его влажность равной 5 % (т.е.  $x_n = 0,95$ ):

$$G_1 = Q / (r_1 x_n) = \frac{5\,277\,700}{2141 \cdot 10^3 \cdot 0,95} = 2,59 \text{ кг/с},$$

где  $r_1 = 2141 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}$  – удельная теплота парообразования греющего пара при средней температуре  $\bar{t}_1$  или  $p_{abc} = 4 \text{ кгс/см}^2$  [1, табл. LVII].

Ориентировочно определяем максимальную величину поверхности теплообмена. Для этого зададимся минимальным значением коэффициента теплопередачи:  $K_{op} = 300 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$  [1, табл. 4.8].

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \Delta t_{cp}} = \frac{5\,277\,700}{300 \cdot 32} = 550 \text{ м}^2.$$

Рассмотрим одноходовой кожухотрубчатый испаритель с трубами  $25 \times 2 \text{ мм}$ . По [1, табл. 4.12] подбираем условно теплообменник с 747 трубами с площадью теплообмена от 176 до 528  $\text{м}^2$  (длины труб от 3 до 9 м). Итак,  $n = 747$ .

Направляем водяной пар (1) в межтрубное пространство, а органическую жидкость (2) – в трубное. Выбираем вертикальное расположение труб в теплообменнике.

1. Расчет коэффициента теплоотдачи для трубного пространства (органическая жидкость (2)).

Формула для коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкости в трубах:

$$\alpha_2 = b^3 \frac{\lambda_2^2 (\Delta T_{кип})^2}{\nu_2 \sigma_2 T_{кип}} = b^3 \frac{\lambda_2^2 \rho_2 (\Delta T_{кип})^2}{\mu_2 \sigma_2 T_{кип}},$$

где  $\lambda_2 = 0,1 \cdot 1,163 = 0,1163 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  [1, рис. X];

$\rho_2 = 776 \text{ кг/м}^3$  [1, табл. IV];

$\mu_2 = 0,249 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  [1, табл. IX];

$\sigma_2 = 18,245 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}$  [1, табл. XXIV].

определяются при  $\bar{t}_2 = 111 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$$b = 0,075 + 0,75 \left( \frac{\rho_n}{\rho_{ж} - \rho_n} \right)^{2/3} = 0,075 + 0,75 \left( \frac{2,856}{776 - 2,856} \right)^{2/3} = 0,0929.$$

Плотности пара  $\rho_n$  и жидкости  $\rho_{ж}$  для расчета коэффициента  $b$  находятся из следующих соотношений:

$$\rho_n = \frac{M_n}{22,4} \frac{p}{p_0} \frac{T_0}{T} = \frac{90}{22,4} \frac{1}{1} \frac{273}{273+111} = 2,856 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_{ж} = \rho_2 = 776 \text{ кг/м}^3,$$

где  $M_n$  – молярная масса органической жидкости,  $\text{кг/кмоль}$ ;  $p, T$  – давление и абсолютная температура паров, при которых происходит кипение жидкости в теплообменнике;  $p_0, T_0$  – давление и абсолютная температура паров, соответствующие нормальным условиям.

При выполнении домашней работы итерации целесообразно выполнять вручную. При вариантных расчетах теплообменного оборудования используется компьютерная техника.

#### **Первое приближение.**

Зададимся температурой стенок:

$$t_{ст1} = t_{ст2} = \bar{t}_1 - \frac{\Delta t_{cp}}{2} = \bar{t}_2 + \frac{\Delta t_{cp}}{2} = 143 - \frac{32}{2} = 111 + \frac{32}{2} = 127 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Отсюда  $\Delta T_{кип} = t_{ст2} - \bar{t}_2 = 127 - 111 = 16 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Коэффициент теплоотдачи для органической жидкости

$$\alpha_2 = 0,0929^3 \frac{0,1163^2 \cdot 776 \cdot 16^2}{0,249 \cdot 10^{-3} \cdot 18,245 \cdot 10^{-3} (273 + 111)} = 1235 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

2. Расчет межтрубного пространства (водяной пар (1)).

Формула для коэффициента теплоотдачи при пленочной конденсации пара на пучке вертикальных труб:

$$\alpha_1 = 3,78 \varepsilon_r \varepsilon_t \lambda_1 \sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 d n}{\mu_1 G_1}},$$

где  $\varepsilon_r$  – коэффициент, учитывающий содержание неконденсирующихся газов (например, воздуха) в водяном паре.

Примем содержание воздуха в водяном паре 0,5 % (масс.).

По [1, рис. 4.9] находим  $\varepsilon_r = 0,6$ ;

$\lambda_1 = 0,685 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  [1, табл. XXXIX];

$\rho_1 = 923 \text{ кг}/\text{м}^3$  [1, табл. XXXIX];

$d = 0,025 \text{ м}$  (характерный линейный размер для межтрубного пространства);

$n = 747$ ;

$\mu_1 = 0,193 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  [1, табл. XXXIX];

$G_1 = 2,59 \text{ кг}/\text{с}$ .

Все теплофизические характеристики конденсата определяются при  $t_{\text{конд}} = \bar{t}_1 = 143 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$$\varepsilon_t = \left[ \left( \frac{\lambda_{\text{ст1}}}{\lambda_1} \right)^3 \frac{\mu_1}{\mu_{\text{ст1}}} \right]^{1/8} = \left[ \left( \frac{0,686}{0,685} \right)^3 \frac{0,193 \cdot 10^{-3}}{0,218 \cdot 10^{-3}} \right]^{1/8} = 0,985,$$

где  $\lambda_{\text{ст1}} = 0,686 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  [1, табл. XXXIX] при  $t_{\text{ст1}} = 127 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$\mu_{\text{ст1}} = 0,218 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  [1, табл. XXXIX] при  $t_{\text{ст1}} = 127 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Подставим все значения и коэффициенты в формулу для  $\alpha_1$ :

$$\alpha_1 = 3,78 \cdot 0,6 \cdot 0,985 \cdot 0,685 \sqrt[3]{\frac{923^2 \cdot 0,025 \cdot 747}{0,193 \cdot 10^{-3} \cdot 2,59}} = 4850 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Сумма термических сопротивлений стенки и загрязнений

$$\sum r_{\text{ст}} = r_{\text{ст}} + r_{\text{загр1}} + r_{\text{загр2}} = \delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}} + r_{\text{загр1}} + r_{\text{загр2}} =$$

$$= 0,002 / 46,5 + 1 / 5800 + 1 / 11\,600 = 3,02 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт},$$

где  $r_{\text{ст}} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  [1, табл. XXVIII];

$r_{\text{загр1}} = 1 / 5800 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$  [1, табл. XXXI];

$r_{\text{загр2}} = 1 / 11\,600 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$  [1, табл. XXXI].

Коэффициент теплопередачи:

$$K' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{4850} + 3,02 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1235}} = 759 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Уточним ранее принятые значения температур стенок со стороны горячего и холодного теплоносителя исходя из *постоянства удельного теплового потока*:

$$q' = K' \Delta t_{\text{ср}} = \alpha_1' \Delta t_1' = \Delta t_{\text{ст}}' / \sum r_{\text{ст}} = \alpha_2' \Delta t_2' =$$

$$= K' (\bar{t}_1 - \bar{t}_2) = \alpha_1 (\bar{t}_1 - t_{\text{ст1}}) = (t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}) / \sum r_{\text{ст}} = \alpha_2 (t_{\text{ст2}} - \bar{t}_2),$$

где  $\Delta t_1' + \Delta t_{\text{ст}}' + \Delta t_2' = \Delta t_{\text{ср}}$ ;

$$q' = K' \Delta t_{\text{ср}};$$

$$t_{\text{ст1}} = \bar{t}_1 - q' / \alpha_1 = 143 - 759 \cdot 32 / 4850 = 138 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{ст2}} = \bar{t}_2 + q' / \alpha_2 = 111 + 759 \cdot 32 / 1235 = 130,7 \text{ }^\circ\text{C}.$$

**Второе приближение.**

Пересчитаем коэффициенты теплоотдачи.

1. Для  $\alpha_1$  (водяной пар (1))



$$\varepsilon_t = \left[ \left( \frac{0,685}{0,685} \right)^3 \frac{0,193 \cdot 10^{-3}}{0,199 \cdot 10^{-3}} \right]^{1/8} = 0,996 \text{ (в предыдущем приближении } - 0,985),$$

где  $\lambda_{\text{ст1}} = 0,685 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  при  $t_{\text{ст1}} = 138 \text{ }^\circ\text{C}$  [1, табл. XXXIX];  
 $\mu_{\text{ст1}} = 0,199 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$  при  $t_{\text{ст1}} = 138 \text{ }^\circ\text{C}$  [1, табл. XXXIX].  
 Коэффициент теплоотдачи для водяного пара:

$$\alpha_1 = 4850 \frac{0,996}{0,985} = 4904 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

2. Для  $\alpha_2$  (органическая жидкость (2))

$\Delta T_{\text{кин}} = t_{\text{ст2}} - \bar{t}_2 = 130,7 - 111 = 19,7 \text{ }^\circ\text{C}$  (в предыдущем приближении – 16 °C),

$$\alpha_2 = 1235 \left( \frac{19,7}{16} \right)^2 = 1872 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Сравним удельные тепловые потоки со стороны конденсирующегося водяного пара ( $q_1$ ) и кипящей органической жидкости ( $q_2$ ):

$$q_1 = \alpha_1 (\bar{t}_1 - t_{\text{ст1}}) = 4904 (143 - 138) = 25\,520 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_2 = \alpha_2 (t_{\text{ст2}} - \bar{t}_2) = 1872 (130,7 - 111) = 36\,878 \text{ Вт/м}^2.$$

Отличие существенное (> 5 %).

Считаем коэффициент теплопередачи:

$$K'' = \frac{1}{\frac{1}{4904} + 3,02 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{1872}} = 961 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Уточняем принятые температуры стенок:

$$t_{\text{ст1}} = \bar{t}_1 - \frac{K'' \Delta t_{\text{ср}}}{\alpha_1} = 143 - \frac{961 \cdot 32}{4904} = 136,7 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_{\text{ст2}} = \bar{t}_2 + \frac{K'' \Delta t_{\text{ср}}}{\alpha_2} = 111 + \frac{961 \cdot 32}{1872} = 127,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

### **Третье приближение.**

Делаем пересчет при новых температурах стенок.

1. Принимаем  $\alpha_1 = 4904 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$  – его значение существенно не изменится (теплофизические характеристики при изменении температуры на 1,3 °C практически не изменяются).

2. Считаем  $\alpha_2$ :

$\Delta T_{\text{кин}} = (t_{\text{ст2}} - \bar{t}_2) = 127,4 - 111 = 16,4 \text{ }^\circ\text{C}$  (в последнем приближении – 19,7);

$$\alpha_2 = 1872 (16,4 / 19,7)^2 = 1297 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

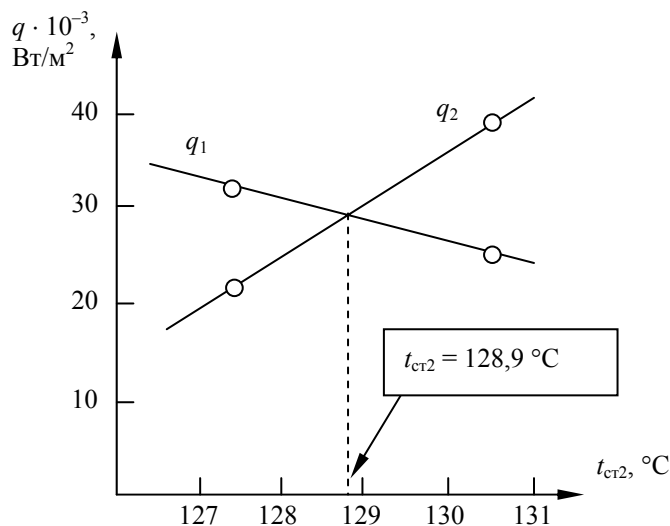
Сравниваем  $q_1$  и  $q_2$ :

$$q_1 = \alpha_1 (\bar{t}_1 - t_{\text{ст1}}) = 4904 (143 - 136,7) = 30\,895 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_2 = \alpha_2 (t_{\text{ст2}} - \bar{t}_2) = 1297 (127,4 - 111) = 21\,270 \text{ Вт/м}^2.$$

Отличие более 5 %.

Строим по результатам двух последних приближений зависимость  $q = f(t_{\text{ст2}})$ :



Графически на пересечении прямых линий  $q_1 = f(t_{ст2})$  и  $q_2 = f(t_{ст2})$  определяем температуру стенки со стороны кипящей органической жидкости:

$$t_{ст2} = 128,9 \text{ } ^{\circ}\text{C}.$$

**Четвертое приближение.**

Считаем  $\alpha_2$ :

$$\Delta T_{кин} = (t_{ст2} - \bar{t}_2) = 128,9 - 111 = 17,9 \text{ } ^{\circ}\text{C} \text{ (в последнем приближении - 16,4),}$$

$$\alpha_2 = 1297 (17,9 / 16,4)^2 = 1545 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

Находим  $t_{ст1}$ :

$$\begin{aligned} t_{ст1} &= t_{ст2} + \alpha_2 (t_{ст2} - \bar{t}_2) \sum r_{ст} = 128,9 + 1545 (128,9 - 111) \cdot 3,02 \cdot 10^{-4} = \\ &= 128,9 + 8,4 = 137,3 \text{ } ^{\circ}\text{C}. \end{aligned}$$

При этой температуре  $\alpha_1 = 4904 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}$  (это значение было получено при температуре  $138 \text{ } ^{\circ}\text{C}$ , см. ранее; отличие в температурах менее 1 %).

Сравниваем  $q_1$  и  $q_2$ :

$$q_1 = \alpha_1 (\bar{t}_1 - t_{ст1}) = 4904 (143 - 137,3) = 27\,953 \text{ Вт/м}^2;$$

$$q_2 = \alpha_2 (t_{ст2} - \bar{t}_2) = 1545 (128,9 - 111) = 27\,656 \text{ Вт/м}^2.$$

Отличие менее 5 %. Расчет закончен.

Коэффициент теплопередачи

$$K = 1 / (1 / 4904 + 3,02 \cdot 10^{-4} + 1 / 1545) = 867 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

Определяем расчетную площадь поверхности испарителя:

$$F_p = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}} = \frac{5\,277\,700}{867 \cdot 32} = 190 \text{ м}^2.$$

По [1, табл. 4.12] выбираем теплообменник с 747 трубами поверхностью  $F = 235 \text{ м}^2$ , длина труб 4 м. Запас поверхности теплообмена

$$\frac{F - F_p}{F_p} \cdot 100 \% = \frac{235 - 190}{190} \cdot 100 \% = 23,7 \% .$$

Необходимо отметить, что если температура внутренней поверхности кожуха отличается от температуры внешней поверхности труб больше, чем максимально допустимо, то необходимо выполнять теплообменники с температурными компенсаторами. Максимально допустимые разности температур кожуха и труб для кожухотрубчатых теплообменников приведены в [1, табл. XXXV]. Конечную температуру охлаждающей воды не следует принимать выше  $45 - 50 \text{ } ^{\circ}\text{C}$  во избежание значительного образования накипи.

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

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение .....	3
1. Общие методические указания .....	3
2. Порядок расчета теплообменников .....	4
2.1. Определение коэффициентов теплоотдачи .....	5
2.2. Уравнения для расчета коэффициентов теплоотдачи для ус- тановившихся тепловых процессов .....	6
3. Расчет холодильника .....	8
4. Расчет конденсатора .....	16
5. Расчет кипяtilьника (испарителя) .....	22
Список литературы .....	29