

СТИ

НИЯУ МИФИ

Северский
технологический
институт



РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

Л. Ф. Зарипова, В. П. Пищулин

Северск
2026

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ»
Северский технологический институт –
филиал федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего
образования «Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ»
(СТИ НИЯУ МИФИ)

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой МАХАП

канд. техн. наук

_____ Е.К. Грачев
« ____ » _____ 2026 г.

Л. Ф Зарипова, В.П. Пищулин

РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Учебное-методическое пособие

по курсу «Процессы и аппараты химической технологии»

для студентов, обучающихся по направлению

18.03.02 «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии,
нефтехимии и биотехнологии», 14.03.02 «Ядерная физика и технологии»
и 18.05.02 «Химическая технология материалов современной энергетики»

Северск 2026

УДК 66.048.3(076)

ББК 35.11я73

З 347

Авторы:

Зарипова Л. Ф. – кандидат технических наук, доцент кафедры МАХАП СТИ НИЯУ МИФИ;

Пищулин В.П. – кандидат технических наук, профессор кафедры МАХАП СТИ НИЯУ МИФИ.

Рецензент:

Софронов В. Л. – доктор технических наук, профессор СТИ НИЯУ МИФИ.

Зарипова Л.Ф.

З 347 Расчет кожухотрубчатого теплообменника: учебно-методическое пособие/ Л.Ф. Зарипова, В.П. Пищулин; Северский технологический институт НИЯУ МИФИ – Северск: Издательство СТИ НИЯУ МИФИ, 2026. – 52 с. – Текст: электронный.

Учебное-методическое пособие предназначено для студентов специальностей 18.03.02 «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии», 14.03.02 «Ядерные физика и технологии» и 18.05.02 «Химическая технология материалов современной энергетики», выполняющих расчетно-практические работы и лабораторный практикум по курсу «Процессы и аппараты химической технологии» всех форм обучения.

В пособии приводятся методика расчета тепловой нагрузки аппарата, коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, удельного теплового потока, поверхности теплопередачи, конструктивного, гидравлического и механического расчетов теплообменника.

Пособие подготовлено на кафедре «Машины и аппараты химических и атомных производств» СТИ НИЯУ МИФИ и будет полезным студентам при выполнении курсовых и дипломных проектов.

Руководство рассмотрено и одобрено на заседании кафедры МАХАП (протокол № 7 от 26.12.2025 г.).

Издается в соответствии с планом выпуска учебно-методической литературы на 2026 г., утвержденным Советом СТИ НИЯУ МИФИ.

Рег. № 04/26 от 20.02.2026 г.

Редактор М. В. Ворожейкина

© Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ, Северский технологический институт- филиал ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ» (СТИ НИЯУ МИФИ), 2026

Содержание

Введение	5
1 Цель расчета	9
2 Состав и объем расчета	9
3 Тепловой расчет теплообменника	10
3.1 Тепловая нагрузка	10
3.2 Основное уравнение теплопередачи	11
3.3 Расчет средней разности температур и средних температур теплоносителей	13
3.4 Расчет коэффициента теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке	14
3.5 Расчет коэффициентов теплоотдачи от стенки к жидкости	15
3.6 Определение истинных значений удельного теплового потока, коэффициента теплопередачи, температур стенок и поверхности теплопередачи	20
3.7 Расчет истинных значений удельного теплового потока, коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, температуры стенок на ПК	25
4 Конструктивный расчет теплообменника	28
4.1 Цель конструктивного расчета	28
4.2 Определение числа труб и числа ходов в трубном пространстве ...	28
4.3 Внутренний диаметр корпуса	29
4.4 Диаметры патрубков	31
5 Гидравлический расчет теплообменника	32
6 Механический расчет теплообменника	33
6.1 Цель механического расчета	33
6.2 Расчет толщины стенок	33
6.3 Расчет опор	35
Рекомендуемая литература	40
Приложение А (обязательное) Задания на расчет кожухотрубчатого теплообменника	41
Приложение Б (рекомендуемое) Текст программы	44
Приложение В (рекомендуемое) Исходные данные контрольного примера по расчету теплообменника	48

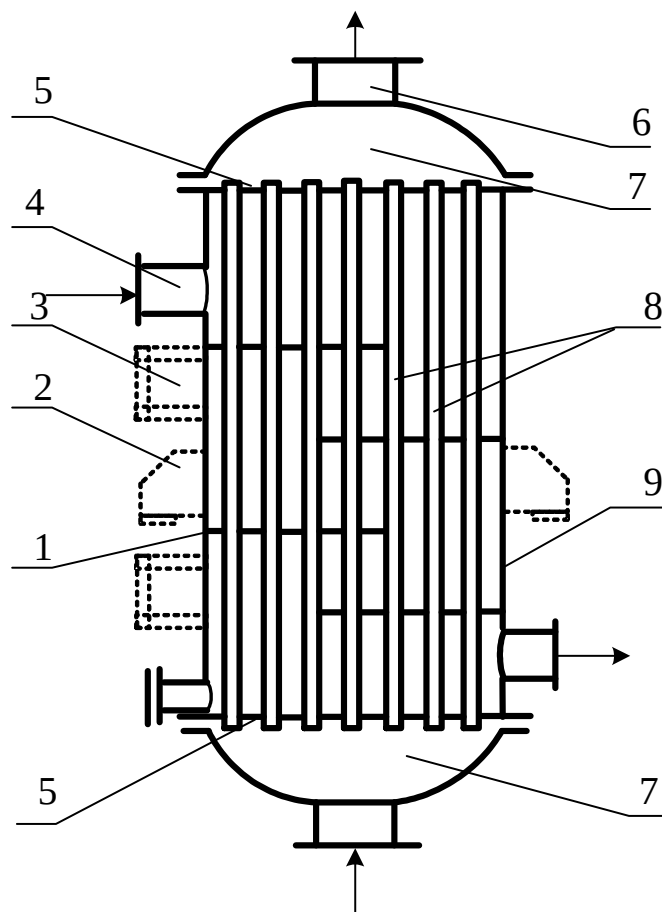
Приложение Г (рекомендуемое) Результаты расчета	49
Приложение Д (рекомендуемое) Графическая зависимость удельного теплового потока, коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи от скорости движения раствора в трубках	52

Введение

Для создания и поддержания температурного режима в химических, массообменных и других процессах химической технологии и защиты окружающей среды необходимо осуществлять подвод или отвод тепловой энергии от рабочей среды.

В промышленности для проведения таких процессов широко применяют кожухотрубчатые теплообменные аппараты, которые просты по конструкции, надежны в эксплуатации и могут иметь площадь поверхности теплообмена до 1000 м^2 .

Наиболее целесообразно применение кожухотрубчатых теплообменников для парожидкостного теплообмена, пример одного из них приведен на рисунке 1.



- 1 – поперечные перегородки межтрубного пространства;
- 2,3 – опорные лапы при вертикальном и горизонтальном расположении аппарата;
- 4 – штуцеры для входа и выхода из межтрубного пространства; 5 – трубные решетки;
- 6 – штуцеры для входа и выхода из трубного пространства; 7 – крышки;
- 8 – трубы; 9 – корпус

Рисунок 1 – Кожухотрубчатый теплообменный аппарат

В этом случае пар конденсируется в межтрубном пространстве, обеспечивая равномерность температуры и высокий коэффициент теплоотдачи, а раствор или жидкость пропускается по трубному пространству, в котором можно достичь высокой скорости движения, создать турбулентный режим, тем самым повысить интенсивность теплообмена. С целью увеличения скорости движения теплоносителя и интенсификации теплообмена в теплообменнике устанавливают перегородки в трубном или межтрубном пространствах, как показано на рисунке 2, то есть выполняют теплообменники многоходовыми.

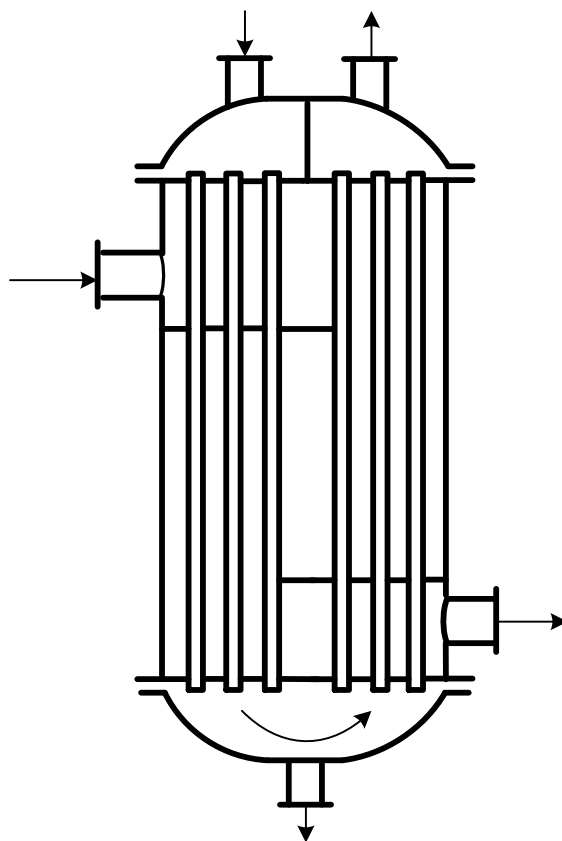


Рисунок 2 – Многоходовый кожухотрубчатый теплообменник

Для компенсации разности тепловых удлинений при значительной разности температур труб и корпуса в теплообменниках устанавливают компенсационные устройства: линзовые, сальниковые, сильфонные, мембранные, выполняют теплообменники с плавающей головкой, с U-образными трубками, трубками Фильда. Наиболее простым компенсатором тепловых удлинений является линзовый компенсатор, устанавливаемый на корпусе теплообменника и позволяющий греющим трубкам удлиняться в определенных пределах без остаточных деформаций, как показано на рисунке 3. Теплообменники с линзовыми компенсаторами применимы при сравнительно низком давлении (до 1 МПа) в межтрубном пространстве.

Более сложным по конструкции, но с практически неограниченной компенсацией тепловых удлинений трубного пучка являются кожухотрубчатые теплообменники с плавающей головкой, имеющие одну жестко закрепленную и вторую свободно перемещающуюся совместно с плавающей головкой трубные решетки, как показано на рисунке 4. Они могут надежно работать практически при любой встречающейся в теплообменной аппаратуре разности температур теплоносителей. В теплообменниках с плавающей головкой также облегчается разборка и чистка межтрубного пространства.

Кожухотрубчатые теплообменники могут выполняться в вертикальном и горизонтальном исполнении.

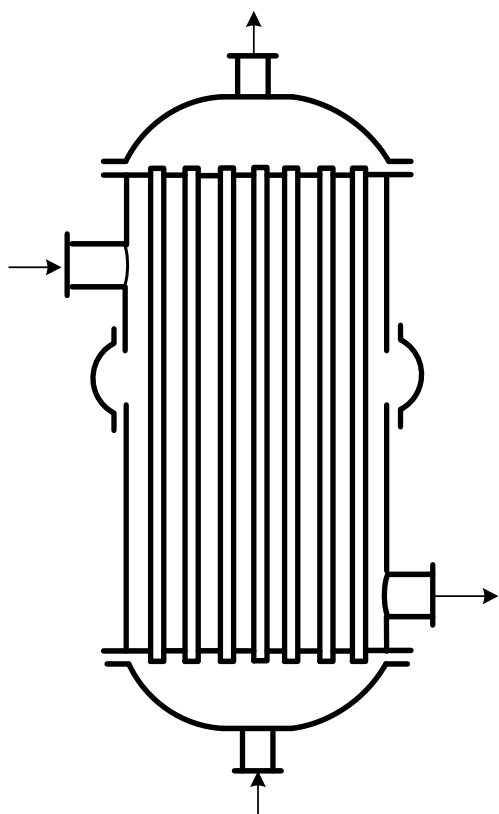


Рисунок 3 – Кожухотрубчатый теплообменник с линзовым компенсатором

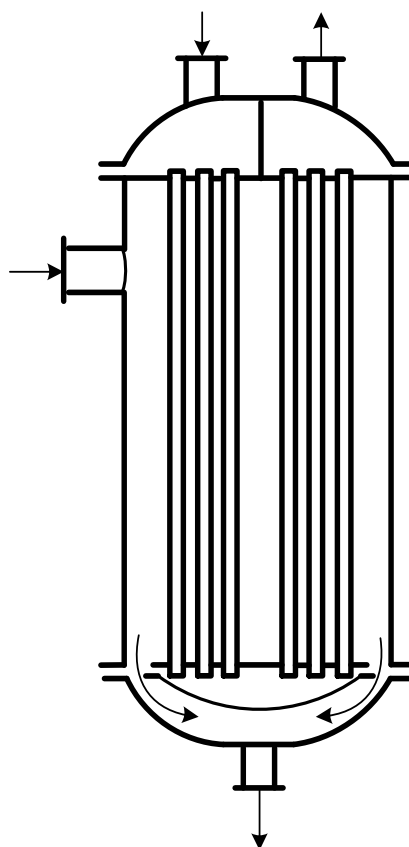


Рисунок 4 – Кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой

При разработке теплообменных аппаратов необходимо, как правило, решать следующие задачи:

- 1) определение тепловой нагрузки аппарата;
- 2) обоснованный выбор теплоносителя, который будет двигаться по трубному пространству;
- 3) предварительный проектный расчет необходимой поверхности теплообменника;

4) выбор стандартного теплообменного аппарата и схемы движения теплоносителей через него;

5) расчет кинетики теплопередачи в выбранном аппарате и проверка наличия необходимого запаса поверхности;

6) гидравлический расчет теплообменника;

7) механический расчет теплообменника;

7) конструирование теплообменного аппарата.

Расчету кожухотрубчатого парожидкостного теплообменника посвящена данная работа. Исходные данные для расчета приведены в Приложении А.

1 Цель расчета

Целью расчета является закрепление теоретических выводов и расчетно-практических рекомендаций по курсу «Процессы и аппараты химической технологии» и их приложение к конкретному расчету кожухотрубчатого горизонтального или вертикального парожидкостного теплообменника.

2 Состав и объем расчета

2.1 Состав и объем расчета определяются заданием. Расчет состоит из пояснительной записки с эскизами, оформленной в соответствии с ГОСТами ЕСКД.

2.2 Пояснительная записка содержит следующую документацию и разделы:

- титульный лист;
- содержание;
- введение;
- эскиз аппарата;
- тепловой расчет;
- конструктивный расчет;
- гидравлический расчет;
- механический расчет;
- заключение;
- литература.

2.2.1 В введении описывается современное состояние в области теплообмена, конструировании теплообменной аппаратуры, указываются особенности рассчитываемой конструкции, ее достоинства, недостатки, формулируется задача расчета.

2.2.2 В тепловом расчете составляется тепловой баланс теплообменника, определяется тепловая нагрузка аппарата, рассчитываются средняя разность температур и средние температуры теплоносителей, коэффициент теплопередачи, удельный тепловой поток, температуры стенок и поверхность теплопередачи.

2.2.3 В конструктивном расчете производится выбор диаметра и длины теплообменных труб, определение числа труб и числа ходов в трубном пространстве, рассчитываются диаметр корпуса, диаметры патрубков. По результатам конструктивного расчета осуществляется компоновка теплообменника и вычерчивается эскиз аппарата.

2.2.4 Гидравлический расчет производится для трубного пространства теплообменника. В нем определяется гидравлическое сопротивление аппарата, мощность насоса, необходимого для подачи нагреваемого рас-

твора в трубки теплообменника со скоростью, принятой в тепловом расчете.

2.2.5 Задачей механического расчета является обеспечение прочности аппарата в рабочих условиях. Механические расчеты выполняют по стандартам, нормам и утвержденным руководящим материалам [1].

2.2.6 В заключении указываются основные характеристики теплообменника, делаются выводы об интенсивности процесса теплопередачи в рассчитанном аппарате, приводятся рекомендации по эксплуатации.

3 Тепловой расчет теплообменника

3.1 Тепловая нагрузка

Целью теплового расчета теплообменного аппарата является определение тепловых потоков в аппарате, его тепловой нагрузки, истинных значений коэффициентов теплопередачи, температур стенок и поверхности теплообмена.

В кожухотрубчатом теплообменнике в случае конденсации пара, пар направляют в межтрубное пространство теплообменника, а жидкость – холодный теплоноситель пропускают по трубному пространству, тем самым достигаются более высокие скорости жидкости, а, следовательно, и коэффициент теплоотдачи, и коэффициент теплопередачи.

Тепловую нагрузку аппарата определяют из уравнения теплового баланса [2-5] по формуле

$$Q' = \frac{Q}{\tau} = D (i_n - i_k) \eta_n = G_{II} c_{II} (t_{2k} - t_{2n}),$$

где Q' – тепловая мощность, Вт;

Q – количество тепла, Дж;

τ – время, с;

D – расход пара, кг/с;

i_n – энтальпия насыщенного пара, Дж/кг,

$$i_n = i_k + r;$$

i_k – энтальпия конденсата, Дж/кг;

r – удельная теплота парообразования или конденсации, Дж/кг;

η_n – коэффициент полезного использования тепла в аппарате;

G_{II} – массовый расход жидкости (второго) теплоносителя, кг/с;

c_{II} – удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К);

t_{2k} – конечная температура жидкости, °С;

t_{2n} – начальная температура жидкости, °С.

При выборе температур теплоносителей необходимо, чтобы минимальная разность температур теплоносителей была не меньше 5 °С. В случае расчета конденсаторов, когда в качестве холодного теплоносителя применяется необработанная вода, конечная температура воды не должна превышать 45-50 °С, чтобы исключить образование накипи в трубках теплообменника вследствие выпадения солей временной жесткости.

При расчете подогревателей, когда в качестве теплоносителя применяется насыщенный водяной пар, используется в процессе передачи тепла только тепло конденсации пара и конденсат греющего пара отводится при температуре конденсации. Использование тепла охлаждения конденсата в трубчатых теплообменниках нецелесообразно, вследствие малой скорости движения конденсата в межтрубном пространстве и малого коэффициента теплоотдачи.

Тепловой баланс теплообменника оформляется в виде таблицы теплового баланса, как показано в таблице 1.

Таблица 1 – Тепловой баланс кожухотрубчатого теплообменника

Приход			Расход		
Статьи прихода	Вт		Статьи расхода	Вт	
1 Тепло греющего пара $Q'_{гр.н} = D i_n$			1 Тепло конденсата греющего пара $Q'_{конд} = D i_k$		
2 Тепло поступающей жидкости $Q'_{пн} = G_{пн} c_{пн} t_{2н}$			2 Тепло нагретой жидкости $Q'_{пк} = G_{пк} c_{пк} t_{2к}$		
			3 Тепловые потери в окружающую среду $Q'_{пот} = D (i_n - i_k)(1 - \eta_n)$		
Итого		100	Итого		100

3.2 Основное уравнение теплопередачи

Количество тепла, передаваемого от горячего теплоносителя к холодному через разделяющую их стенку, определяется уравнением теплопередачи [2-9]

$$Q = k F \Delta t_{cp} \tau,$$

где Q – количество переданного тепла, Дж;

k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);

F – поверхность теплопередачи, м²;

Δt_{cp} – средняя разность температур горячего и холодного теплоносителя, °С;

τ – время, с.

Тепловой поток в аппарате или тепловая мощность аппарата, определяется по формуле

$$Q' = \frac{Q}{\tau} = k F \Delta t_{cp},$$

а удельный тепловой поток

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

где q – удельный тепловой поток, Вт/м².

Коэффициент теплопередачи для плоской поверхности теплопередачи и для цилиндрической поверхности теплопередачи при

$$\frac{\delta_{cm}}{d_{вн}} < 0,3 - 0,4,$$

где δ_{cm} – толщина стенки, м;

$d_{вн}$ – внутренний диаметр цилиндрической поверхности, м, рассчитывается по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_I} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \sum r + \frac{1}{\alpha_{II}}},$$

где α_I – коэффициент теплоотдачи для горячего теплоносителя, Вт/(м²·К);

λ_{cm} – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·К);

$\sum r$ – сумма термических сопротивлений накипи и загрязнений стенки, м²·К/Вт;

α_{II} – коэффициент теплоотдачи для холодного теплоносителя, Вт/(м²·К).

Из основного уравнения теплопередачи определяется поверхность теплообмена

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

3.3 Расчет средней разности температур и средних температур теплоносителей

Средняя разность температур между теплоносителями определяется по формуле [2-5]

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (1)$$

где Δt_{cp} – средняя разность температур, °С;

Δt_{δ} – наибольшая разность температур между теплоносителями, °С;

$\Delta t_{\text{м}}$ – наименьшая разность температур между теплоносителями, °С.

В случае, если $\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}} \leq 2$, с достаточной точностью возможно применение формулы

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м}}}{2}.$$

Кроме того, средняя разность температур между теплоносителями определяется по формуле

$$\Delta t_{cp} = t_{I\text{ cp}} - t_{II\text{ cp}}.$$

где $t_{I\text{ cp}}$ – средняя температура первого теплоносителя, °С;

$t_{II\text{ cp}}$ – средняя температура второго теплоносителя, °С.

Если происходит изменение агрегатного состояния одного из теплоносителей – конденсация пара или кипение раствора, то средняя температура этого теплоносителя равна температуре изменения агрегатного состояния.

Так, в случае конденсации пара в теплообменнике, средняя температура первого (горячего) теплоносителя равна температуре конденсации пара

$$t_{I\text{ cp}} = t_{\text{конд}},$$

где $t_{\text{конд}}$ – температура конденсации пара, °С,

тогда средняя температура второго теплоносителя определяется как разность температуры конденсации греющего пара и средней разности температур, то есть

$$t_{II\text{ cp}} = t_{I\text{ cp}} - \Delta t_{cp} = t_{\text{конд}} - \Delta t_{cp}.$$

3.4 Расчет коэффициента теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке

При пленочной конденсации насыщенного пара на плоской или цилиндрической вертикальной поверхности высотой H при ламинарном течении пленки конденсата коэффициент теплоотдачи определяется по формуле Нуссельта [3-4]

$$\alpha_I = 1,15 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu H (t_{\text{конд}} - t_{\text{см1}})}} \quad (2)$$

или

$$\alpha_I = 1,21 \lambda \sqrt[3]{\frac{\rho^2 r g}{\mu H q}}, \quad (3)$$

где α_I – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 λ – коэффициент теплопроводности конденсата, Вт/(м·К);
 ρ – плотность конденсата, кг/м³;
 r – удельная теплота конденсации, Дж/кг;
 g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с²;
 μ – динамический коэффициент вязкости конденсата, Па·с;
 H – высота труб, м;
 $t_{\text{см1}}$ – температура стенки, °С;
 q – удельный тепловой поток, Вт/м².

Значения физико-химических констант конденсата выбираются при средней температуре пленки конденсата

$$t_{\text{ср.пл}} = \frac{t_{\text{конд}} + t_{\text{см1}}}{2},$$

однако с достаточной для технических расчетов точностью значения физико-химических констант конденсата можно принимать при температуре конденсации пара.

При конденсации пара на наружной поверхности одиночной горизонтальной трубы диаметром d формула Нуссельта имеет вид [4-5]

$$\alpha_I = 0,72 \sqrt[4]{\frac{\lambda^3 \rho^2 r g}{\mu d (t_{\text{конд}} - t_{\text{см1}})}} \quad (4)$$

или

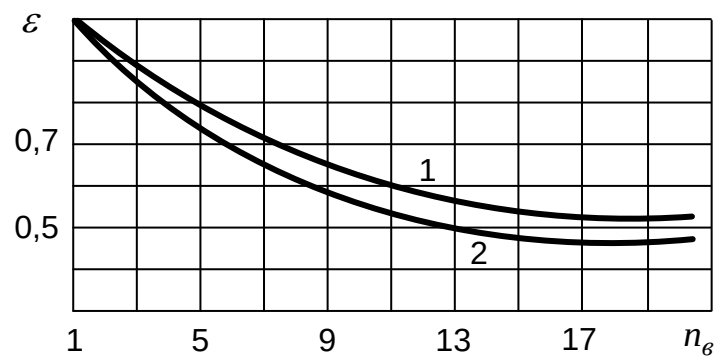
$$\alpha_I = 0,645 \lambda \sqrt[3]{\frac{\rho^2 r g}{\mu d q}}. \quad (5)$$

В случае конденсации пара на наружной поверхности пучка горизонтальных труб средний коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле

$$\alpha_{I\text{cp}} = \varepsilon \alpha_I,$$

где α_I – коэффициент теплоотдачи для одиночной горизонтальной трубы, Вт/(м²·К);

ε – поправочный коэффициент, зависящий от расположения труб в пучке и от числа труб n_g в каждом вертикальном ряду и определяемый по графику, представленному на рисунке 5 [3].



1 – шахматное расположение труб;
2 – коридорное расположение труб

Рисунок 5 – Зависимость коэффициента ε от числа труб в вертикальном ряду

3.5 Расчет коэффициентов теплоотдачи от стенки к жидкости

3.5.1 Коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости определяется из критериальных уравнений конвективной теплоотдачи.

Коэффициент теплоотдачи входит в критерий Нуссельта [2-7]

$$Nu = \frac{\alpha_{II} l}{\lambda}, \quad (6)$$

где Nu – критерий Нуссельта;

α_{II} – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);

l – определяющий геометрический размер, м,

$$l = d_3 = \frac{4f}{\Pi};$$

d_3 – эквивалентный диаметр, м;

- f – площадь сечения потока жидкости, м²;
 Π – полный смоченный периметр сечения потока, м;
 λ – коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·К).

При вынужденном движении жидкости (газа) в трубках и каналах конкретный вид критериального уравнения для определения критерия Нуссельта зависит от режима движения жидкости (газа).

Режим движения характеризуется значением критерия Рейнольдса

$$Re = \frac{\nu l \rho}{\mu} = \frac{\nu l}{\nu},$$

где Re – критерий Рейнольдса;

- ν – скорость движения жидкости, м/с;
 l – определяющий геометрический размер, м;
 ρ – плотность жидкости, кг/м³;
 μ – динамический коэффициент вязкости жидкости, Па·с;
 ν – кинематический коэффициент вязкости жидкости, м²/с.

3.5.2 В случае развитого турбулентного режима движения жидкости в прямых трубах и каналах ($Re > 10000$) критерий Нуссельта определяется по уравнению [2-7]

$$Nu = 0,021 \varepsilon_1 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (7)$$

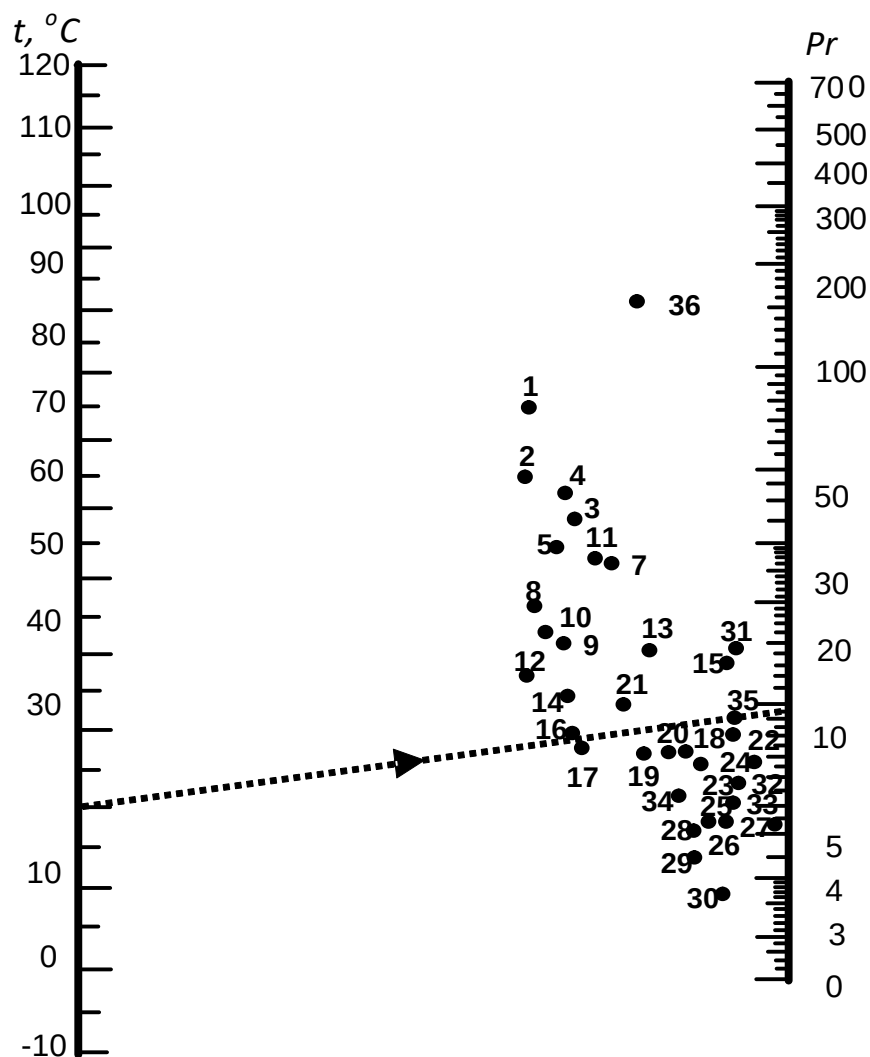
где ε_1 – поправочный коэффициент, учитывающий влияние на коэффициент теплоотдачи отношения длины труб теплообменника к их диаметру; при $\frac{l}{d} \geq 50$ $\varepsilon_1 = 1,0$;

Pr – критерий Прандтля, рассчитанный для жидкости при средней температуре $t_{II\text{ ср}}$,

$$Pr = \frac{c \mu}{\lambda},$$

- c – удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К);
 μ – динамический коэффициент вязкости жидкости, Па·с;
 λ – коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·К);
 Pr_{cm} – критерий Прандтля, рассчитанный для жидкости при температуре стенки.

Значения критерия Прандтля для различных жидкостей при различных температурах $t_{II\text{ ср}}$ приведены на рисунке 6 [3].



Вещество	Точка	Вещество	Точка	Вещество	Точка
Амилацетат	31	Изопропиловый спирт	7	Толуол	23
Аммиак, 26%	14	Йодистый этил	27	Уксусная кислота, 100%	15
Анилин	5	Ксилол	19	Уксусная кислота, 50%	9
Ацетон	25	Метиловый спирт, 100%	20	Хлорбензол	35
Бензол	22	Метиловый спирт, 40%	10	Хлороформ	34
Бромистый этил	29	Октан	33	Четыреххлористый углерод	18
Бутиловый спирт	11	Пентан	26	Этилацетат	24
Вода	17	Серная кислота, 111%	1	Этиленгликоль	36
Гептан	32	Серная кислота, 98%	2	Этиловый спирт, 100%	13
Диэтиловый эфир	28	Серная кислота, 60%	4	Этиловый спирт, 50%	8
Глицерин, 50%	6	Сероуглерод	30		
Изоамиловый спирт	3	Соляная кислота, 30%	21		

Рисунок 6 – Значения критерия Прандтля для жидкостей

В критериальные уравнения конвективной теплоотдачи входит отношение $\left(\frac{Pr}{Pr_{cm}}\right)^{0,25}$, учитывающее направление теплового потока. У капельных жидкостей с увеличением температуры величина критерия Прандтля уменьшается, следовательно, при нагревании жидкостей $\frac{Pr}{Pr_{cm}} > 1$, а при охлаждении жидкостей $\frac{Pr}{Pr_{cm}} < 1$. При проектировании теплообменников в расчете коэффициента теплоотдачи для нагреваемых жидкостей допускается принимать $\frac{Pr}{Pr_{cm}} = 1$, а для охлаждающихся жидкостей можно принимать среднее значение $\left(\frac{Pr}{Pr_{cm}}\right)^{0,25} = 0,93$.

Для газов уравнение для расчета критерия Нуссельта упрощается, так как $\frac{Pr}{Pr_{cm}} = 1$, а критерий Прандтля зависит от атомности газов [3]:

- одноатомные газы $Pr = 0,67$;
- двухатомные газы $Pr = 0,72$;
- трехатомные газы $Pr = 0,8$;
- четырех- и многоатомные газы $Pr = 1,0$,

например, для воздуха критериальное уравнение принимает вид [2-3,6-7]

$$Nu = 0,018 \varepsilon_1 Re^{0,8}. \quad (8)$$

3.5.3 При ламинарном режиме движения жидкости в прямых трубах и каналах ($Re < 2300$) критерий Нуссельта можно определить по следующим уравнениям [2,5,7]:

$$Nu = 0,17 \varepsilon_1 Re^{0,33} Pr^{0,43} Gr^{0,1} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}}\right)^{0,25}, \quad (9)$$

или [6]

$$Nu = 1,4 \left(Re \frac{d}{l}\right)^{0,4} Pr^{0,33} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}}\right)^{0,25}, \quad (10)$$

а также [3]

$$Nu = 1,55 \left(Pe \frac{d}{l} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^{0,14} = 1,55 \left(Re Pr \frac{d}{l} \right)^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{cm}} \right)^{0,14}, \quad (11)$$

где l – длина трубы, м;
 d – диаметр трубы, м;
 $Pe = Re Pr$ – критерий Пекле;
 Gr – критерий Грасгофа,

$$Gr = \frac{g l^3 \beta (t_{cm2} - t_{IIcp})}{\nu^2}; \quad (12)$$

β – коэффициент объемного расширения жидкости (газа), K^{-1} .

3.5.4 При теплоотдаче в переходном режиме движения жидкости $2300 < Re < 10000$ критерий Нуссельта определяется из графической зависимости. График зависимости приведен на рисунке 7 [3].

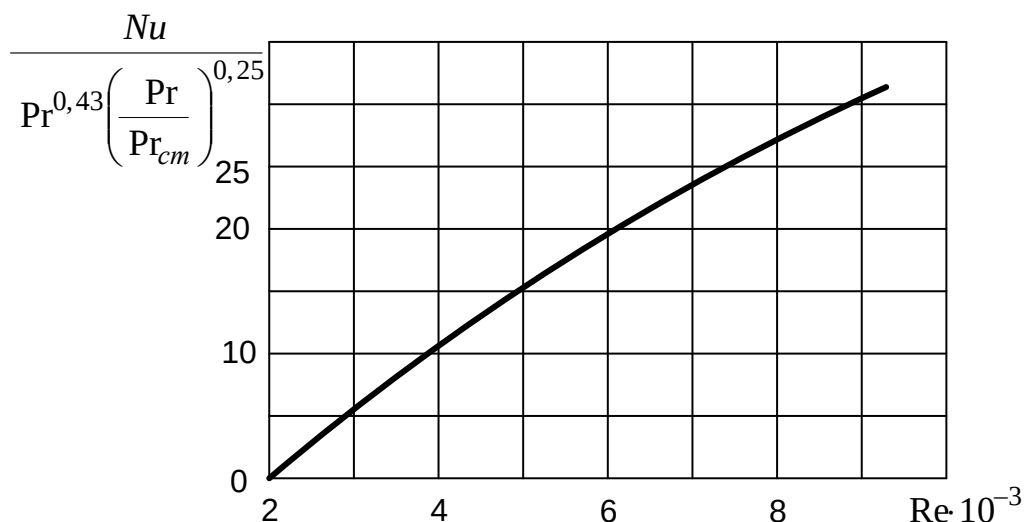


Рисунок 7 – Зависимость критерия Нуссельта от критерия Рейнольдса при переходном режиме

$$\frac{Nu}{Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}} = f(Re)$$

или

$$Nu = \left(-12,222 + 8,1271 \cdot 10^{-3} Re - 5,9871 \cdot 10^{-7} Re^2 + 2,44103 \cdot 10^{-11} Re^3 \right) \times$$

$$\times \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (13)$$

а также по приближенному уравнению

$$Nu = 0,008 \text{ Re}^{0,9} \text{ Pr}^{0,43}. \quad (14)$$

3.6 Определение истинных значений удельного теплового потока, коэффициента теплопередачи, температур стенок и поверхности теплопередачи

3.6.1 Метод построения зависимости удельного теплового потока от температуры стенки

Наиболее наглядным методом определения истинных значений удельного теплового потока, коэффициента теплопередачи и температур стенок является графический метод построения нагрузочной характеристики проектируемого аппарата.

С этой целью задаются рядом значений температуры стенки со стороны горячего теплоносителя t_{cm1} в интервале от $t_{cm1'} = (t_{конд} - 0,5)$ до $t_{cm1'n}$,

$$\text{где } t_{cm1'n} = \frac{t_{конд} + t_{II\text{ ср}}}{2}.$$

Затем для каждого значения температуры стенки по формулам (2-5) рассчитывают значения коэффициента теплоотдачи для конденсирующегося пара α_I и удельного теплового потока из уравнения теплоотдачи по формуле

$$q_I = \alpha_I (t_{конд} - t_{cm1}).$$

По полученному значению удельного теплового потока q_I , из уравнения теплопроводности

$$q_I = \frac{\lambda_{cm}}{\delta_{cm}} (t_{cm1} - t_{cm2})$$

определяют соответствующий ряд значений температуры стенки со стороны нагреваемой жидкости для чистых труб

$$t_{cm2} = t_{cm1} - q_I \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}},$$

а для загрязненных труб по формуле

$$t_{cm2} = t_{cm1} - q_1 \left(\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \sum r_{загр} \right),$$

где λ_{cm} – коэффициент теплопроводности материала трубок, Вт/(м·К);
 δ_{cm} – толщина стенки трубок, м;
 λ_n – коэффициент теплопроводности накипи, Вт/(м·К);
 δ_n – толщина слоя накипи, м;
 $\sum r_{загр}$ – термическое сопротивление загрязнения, м²·К/Вт.

Для каждой температуры t_{cm2} с учетом режима движения жидкости по критериальным уравнениям рассчитывают коэффициент теплоотдачи для жидкости α_{II} по формулам (6,7,8-14) и удельный тепловой поток q_{II}

$$q_{II} = \alpha_{II} (t_{cm2} - t_{IIcp})$$

По результатам расчета строится график зависимости удельных тепловых потоков q_I и q_{II} от температуры стенки t_{cm1} , как показано на рисунке 8.

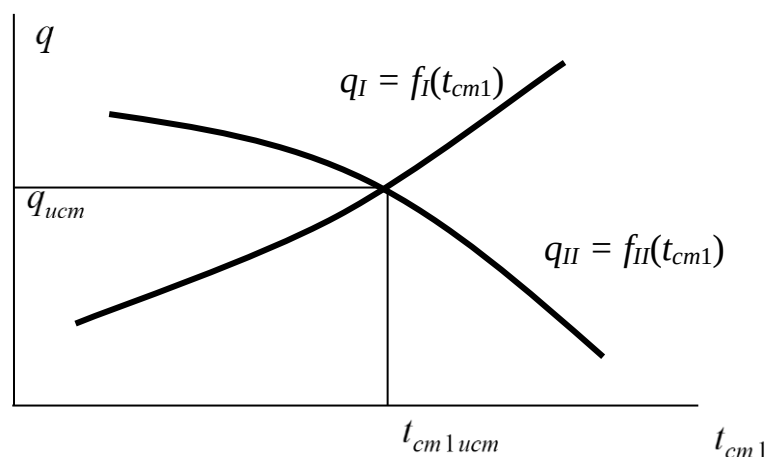


Рисунок 8 – Зависимость удельного теплового потока от температуры стенки

Точка пересечения кривых $q_I = f(t_{cm1})$ и $q_{II} = \varphi(t_{cm1})$ дает истинное значение удельного теплового потока $q_{уст}$ и истинное значение температуры стенки t_{cm1} , по которым из равенства

$$q_{уст} = k_{уст} \Delta t_{cp} = \alpha_{I,уст} (t_I - t_{cm1}) = \frac{t_{cm1} - t_{cm2}}{\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \sum r_{загр}} = \alpha_{II,уст} (t_{cm2} - t_{II})$$

можно определить истинные значения коэффициентов теплоотдачи

$$\alpha_{I_{уст}} = \frac{q_{уст}}{t_I - t_{cm1}},$$

$$\alpha_{II_{уст}} = \frac{q_{уст}}{t_{уст2} - t_{II}}$$

и температуры стенки

$$t_{cm2} = t_{cm1} - q_{уст} \left(\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \sum r_{загр} \right).$$

3.6.2 Метод графического решения зависимости коэффициента теплопередачи от удельного теплового потока

Для вертикального кожухотрубчатого теплообменника, применяя формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи α_I (3) и α_{II} (6,7,9-11,13,14), в зависимости от режима движения теплоносителя в трубном пространстве, выражают коэффициент теплопередачи k , подставляя его в формулу удельного теплового потока

$$q = k \Delta t_{cp}$$

и получают уравнение $\varphi(q) = 0$, решая которое графически, находят истинное значение удельного теплового потока, показанного на рисунке 9.

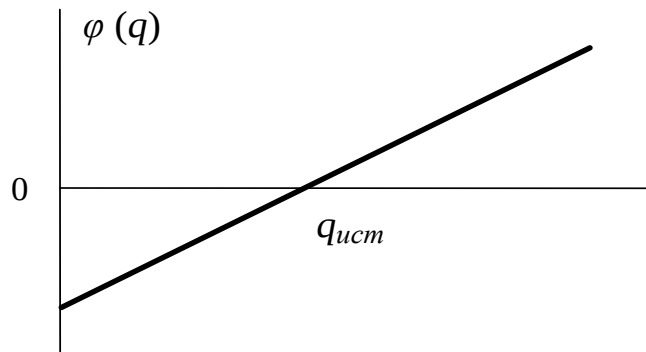


Рисунок 9 – Графическое определение истинного значения удельного теплового потока

Так, выражение для коэффициента теплопередачи в вертикальном кожухотрубчатом теплообменнике запишется в виде:

- для турбулентного режима движения теплоносителя:

$$k_{мс} = \frac{1}{\frac{q^{1/3}}{1,21 \lambda_1 \left(\frac{\rho_1^2 r_1 g}{\mu_1 H} \right)^{1/3} + \left(\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_H}{\lambda_H} + \sum r_{загр} \right)} + \frac{d^{0,2} \mu_2^{0,37}}{0,021(\nu_2 \rho_2)^{0,8} c_2^{0,43} \lambda_2^{0,57}}},$$

а уравнение $\varphi(q) = 0$ в виде

$$\begin{aligned} \varphi(q) = \frac{q}{k_{мс}} - \Delta t_{cp} = & \frac{q^{4/3}}{1,21 \lambda_1 \left(\frac{\rho_1^2 r_1 g}{\mu_1 H} \right)^{1/3} + \left(\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_H}{\lambda_H} + \sum r_{загр} \right)} q + \\ & + \frac{d^{0,2} \mu_2^{0,37} q}{0,021(\nu_2 \rho_2)^{0,8} c_2^{0,43} \lambda_2^{0,57}} - \Delta t_{cp} = 0; \end{aligned}$$

- для переходного режима:

$$k_{нс} = \frac{1}{\frac{q^{1/3}}{1,21 \lambda_1 \left(\frac{\rho_1^2 r_1 g}{\mu_1 H} \right)^{1/3} + \left(\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_H}{\lambda_H} + \sum r_{загр} \right)} + \frac{d^{0,1} \mu_2^{0,47}}{0,008(\nu_2 \rho_2)^{0,9} c_2^{0,43} \lambda_2^{0,57}}},$$

$$\begin{aligned} \varphi(q) = \frac{q}{k_{нс}} - \Delta t_{cp} = & \frac{q^{4/3}}{1,21 \lambda_1 \left(\frac{\rho_1^2 r_1 g}{\mu_1 d} \right)^{1/3} + \left(\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_H}{\lambda_H} + \sum r_{загр} \right)} q + \\ & + \frac{d^{0,1} \mu_2^{0,47} q}{0,008(\nu_2 \rho_2)^{0,9} c_2^{0,43} \lambda_2^{0,57}} - \Delta t_{cp} = 0; \end{aligned}$$

- для ламинарного режима:

$$k_{лв} = \frac{1}{\frac{q^{1/3}}{1,21 \lambda_1 \left(\frac{\rho_1^2 r_1 g}{\mu_1 H} \right)^{1/3} + \left(\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_H}{\lambda_H} + \sum r_{загр} \right)} + \left(\frac{H d}{\nu_2 \rho_2 c_2} \right)^{0,33} \frac{1}{1,55 \lambda_2^{0,67}}},$$

$$\varphi(q) = \frac{q}{k_{\text{лв}}} - \Delta t_{cp} = \frac{q^{4/3}}{1,21 \lambda_1 \left(\frac{\rho_1^2 r_1 g}{\mu_1 H} \right)^{1/3}} + \left(\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_H}{\lambda_H} + \sum r_{загр} \right) q +$$

$$+ \left(\frac{H d}{\nu_2 \rho_2 c_2} \right)^{0,33} \frac{1}{1,55 \lambda_2^{0,67}} - \Delta t_{cp} = 0.$$

Аналогично, применяя формулы (5,6,7,9-11,13,14), получают выражения для коэффициента теплопередачи и уравнения $\varphi(q) = 0$ для горизонтального кожухотрубчатого теплообменника:

- для турбулентного режима:

$$k_{m2} = \frac{1}{\frac{q^{1/3}}{0,645 \lambda_1 \left(\frac{\rho_1^2 r_1 g}{\mu_1 d} \right)^{1/3}} + \left(\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_H}{\lambda_H} + \sum r_{загр} \right) + \frac{d^{0,2} \mu_2^{0,37}}{0,021 (\nu_2 \rho_2)^{0,8} c_2^{0,43} \lambda_2^{0,57}}},$$

$$\varphi(q) = \frac{q}{k_{m2}} - \Delta t_{cp} = \frac{q^{4/3}}{0,645 \lambda_1 \left(\frac{\rho_1^2 r_1 g}{\mu_1 d} \right)^{1/3}} + \left(\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_H}{\lambda_H} + \sum r_{загр} \right) q +$$

$$+ \frac{d^{0,2} \mu_2^{0,37} q}{0,021 (\nu_2 \rho_2)^{0,8} c_2^{0,43} \lambda_2^{0,57}} - \Delta t_{cp} = 0;$$

для переходного режима:

$$k_{n2} = \frac{1}{0,645 \lambda_1 \left(\frac{\rho_1^2 r_1 g}{\mu_1 H} \right)^{1/3} + \left(\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_H}{\lambda_H} + \sum r_{загр} \right) + \frac{d^{0,1} \mu_2^{0,47}}{0,008 (\nu_2 \rho_2)^{0,9} c_2^{0,43} \lambda_2^{0,57}}},$$

$$\varphi(q) = \frac{q}{k_{n2}} - \Delta t_{cp} = \frac{q^{4/3}}{0,645 \lambda_1 \left(\frac{\rho_1^2 r_1 g}{\mu_1 d} \right)^{1/3}} + \left(\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_H}{\lambda_H} + \sum r_{загр} \right) q +$$

$$+ \frac{d^{0,1} \mu_2^{0,47} q}{0,008 (\nu_2 \rho_2)^{0,9} c_2^{0,43} \lambda_2^{0,57}} - \Delta t_{cp} = 0;$$

- для ламинарного режима:

$$k_{л2} = \frac{1}{\frac{q^{1/3}}{0,645 \lambda_1 \left(\frac{\rho_1^2 r_1 g}{\mu_1 d} \right)^{1/3}} + \left(\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \sum r_{загр} \right) + \left(\frac{H d}{\nu_2 \rho_2 c_2} \right)^{0,33} \frac{1}{1,55 \lambda_2^{0,67}}},$$

$$\varphi(q) = \frac{q}{k_{л2}} - \Delta t_{cp} = \frac{q^{4/3}}{0,645 \lambda_1 \left(\frac{\rho_1^2 r_1 g}{\mu_1 d} \right)^{1/3}} + \left(\frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \sum r_{загр} \right) q + \left(\frac{H d}{\nu_2 \rho_2 c_2} \right)^{0,33} \frac{1}{1,55 \lambda_2^{0,67}} - \Delta t_{cp} = 0.$$

3.6.3 Расчет истинного значения коэффициента теплопередачи и поверхности теплообмена

По найденному истинному значению удельного теплового потока $q_{ист}$ рассчитывают истинное значение коэффициента теплопередачи

$$k = \frac{q_{ист}}{\Delta t_{cp}}$$

и поверхность теплообмена

$$F = \frac{Q'}{q_{ист}}.$$

3.7 Расчет истинных значений удельного теплового потока, коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, температуры стенок на ПК

Целью расчета является получение точных значений удельной тепловой нагрузки, коэффициентов теплоотдачи, теплопередачи и температуры стенок при заданной скорости движения раствора, а также исследование влияния скорости движения раствора на значение удельного теплового потока, коэффициентов теплоотдачи, теплопередачи для конкретного случая нагревания раствора «глухим» насыщенным паром в теплообменнике.

Программа составлена для расчета теплообменников горизонтального типа. Текст программы приведен в приложении Б.

Исходные данные, представленные в системе СИ, должны быть подготовлены на бланке, как показано в приложении В.

Для заполнения бланка необходимо из справочной литературы правильно выбрать физико-химические константы для конденсата греющего пара при рабочем давлении греющего пара и нагреваемого раствора.

3.7.1 Инструкция пользователю

Зайти на диск *R:\Зарипова\Терло*, скопировать папку в *документы*, открыть программу *Lab_07_m_2* и запустить [Shift]+F9, начать расчет. Результат расчета просмотреть в файле *lab7* в этой же папке. Файл с результатами открыть с помощью *Word*.

3.7.2 Контрольный пример

3.7.2.1 Задание

Определить значения удельного теплового потока, коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, температуры стенок в горизонтальном трубчатом теплообменнике для нагревания раствора гидроксида натрия концентрацией 20 % «глухим» насыщенным водяным паром при заданной скорости движения раствора в трубах теплообменника при следующих условиях:

давление греющего пара – 0,202 МПа;

температура конденсации пара – 120 °С;

начальная температура раствора *NaOH* – 20 °С;

конечная температура раствора *NaOH* – 80 °С;

диаметр трубок – 38×3 мм;

материал трубок – Ст3, учесть наличие слоя накипи толщиной 0,5 мм
загрязнение поверхности трубок – $\sum r_{\text{заг}} = 0,0002 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Для исследования влияния скорости движения раствора в трубах на процесс теплопередачи выбирать предельное значение скорости 5 м/с.

3.7.2.2 Определение среднего температурного напора

Температурная схема для прямотока приведена на рисунке 10.

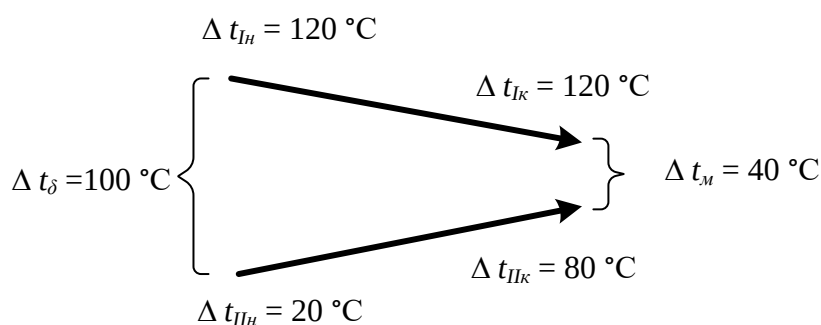


Рисунок 10 – Схема прямотоков

Поскольку $\frac{\Delta t_{\delta}}{t_m} = 2,5 > 2$, для расчета применить формулу (1)

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}} = \frac{100 - 40}{\ln \frac{100}{40}} = 65,48^{\circ}.$$

3.7.2.3 Определение средней температуры нагреваемого раствора

$$t_{ncp} = t_{icp} - \Delta t_{cp} = 120^{\circ} - 65,48^{\circ} = 54,52^{\circ} \text{C}.$$

3.7.2.4 Выбор физико-химических констант произвести для конденсата греющего пара при 120°C , для нагреваемого раствора NaOH при $54,52^{\circ} \text{C}$.

Исходные данные для расчета:

Температура конденсации пара, $^{\circ} \text{C}$	t3=	120.00
Средняя температура нагреваемой раствора, $^{\circ} \text{C}$	t4=	54.52
Плотность нагреваемой раствора, кг/м^3	p2=	1198.00
Теплоемкость раствора, $\text{Дж/(кг} \cdot \text{K)}$	c2=	3684.00
Коэффициент теплопроводности раствора, $\text{Вт/(м} \cdot \text{K)}$	l2=	0.56
Динамический коэффициент вязкости раствора, $\text{Па} \cdot \text{с}$	m2=	0.00
Плотность конденсата греющего пара, кг/м^3	p1=	943.00
Коэффициент теплопроводности конденсата, $\text{Вт/(м} \cdot \text{K)}$	l1=	0.69
Динамический коэффициент вязкости конденсата, $\text{Па} \cdot \text{с}$	m1=	0.00
Удельная теплота конденсации греющего пара, Дж/кг	q=	2208000.00
Наружный диаметр трубок, м	d=	0.04
Толщина стенки трубок, м	b3=	0.00
Коэффициент теплопроводности стали, $\text{Вт/(м} \cdot \text{K)}$	l3=	46.50
Толщина слоя накипи, м	b4=	0.00
Коэффициент теплопроводности накипи, $\text{Вт/(м} \cdot \text{K)}$	l4=	2.00
Термическое сопротивление загрязнений стенок трубок, $(\text{м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$	o=	0.00
Скорость движения раствора в трубках, м/с	w=	0.05

3.7.2.5 Результаты расчета, коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, температуры стенок в зависимости от скорости движения раствора NaOH приведены в приложении Г.

Графическая зависимость удельного теплового потока, коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи от скорости движения нагреваемого раствора NaOH в трубках приведена в приложении Д.

Как следует из приведенного примера, с увеличением скорости нагреваемого раствора значительно возрастает коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому раствору и удельный тепловой поток. Коэффициент теплопередачи возрастает пропорционально увеличению коэффициента теплоотдачи от стенки к раствору, что свидетельствует о целесообразности увеличения скорости нагреваемого раствора в кожухотрубчатом теплообменнике для парожидкостного теплообмена.

4 Конструктивный расчет теплообменника

4.1 Цель конструктивного расчета

Целью конструктивного расчета является определение основных размеров аппарата. Задача состоит в определении числа труб, схемы их размещения, диаметра аппарата, числа ходов в трубном и межтрубном пространствах и размеров патрубков.

4.2 Определение числа труб и числа ходов в трубном пространстве

Определение числа труб производится на основании рассчитанной в подразделе 3.6.3 поверхности теплообмена F :

$$n = \frac{F}{\pi d_p l},$$

где n – число труб;
 d_p – расчетный диаметр трубы, м;
 l – длина труб, м.

Число труб одного хода в трубном пространстве определяется из объемного расхода теплоносителя и его скорости движения

$$V = \nu S = \frac{\pi d_{вн}^2}{4} n_0,$$

$$n_0 = \frac{4V}{\pi d_{вн}^2 \nu},$$

где V – объемный расход теплоносителя, м³/с;
 n_0 – число труб в одном ходе;
 $d_{вн}$ – внутренний диаметр труб, м;
 ν – скорость движения теплоносителя, м/с.

При конструировании теплообменника чаще всего применяют трубы диаметром 25×2; 38×3 мм, в случае загрязненных жидкостей и газов – 54×3; 57×3,5; 76×3,5 мм, длиной 1000, 1500, 2000, 4000, 6000, 9000 мм.

В качестве расчетного диаметра d_p выбираются трубы с той стороны, где коэффициент теплоотдачи меньше. В случае равенства или близких значений коэффициентов теплоотдачи за расчетный диаметр принимают средний диаметр трубы

$$d_p = \frac{d_n + d_{вн}}{2}.$$

Скорость движения теплоносителя либо выбирается из рекомендаций, либо рассчитывается из принятого в тепловом расчете значения критерия Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\nu d \rho}{\mu},$$

$$\nu = \frac{\text{Re} \mu}{d \rho}.$$

Рекомендуемые скорости теплоносителя [3,8]:

вязкие жидкости –	1 м/с;
маловязкие жидкости и воды –	1-3 м/с;
запыленные газы –	6-10 м/с;
чистые газы –	12-16 м/с;
насыщенный пар –	30-50 м/с.

Число ходов z_{mp} в трубном пространстве находят по формуле

$$z_{mp} = \frac{n}{n_0}.$$

Рекомендуется принимать число ходов равным 1, 2, 3, 4, 6, 16 [4]. Для превращения одноходового теплообменника в многоходовый в теплообменниках устанавливают продольные перегородки. Применяется разбивка параллельными и продольными перегородками [10].

4.3 Внутренний диаметр корпуса

Внутренний диаметр корпуса зависит от диаметра, шага, числа труб и схемы размещения в трубном пучке.

Чаще всего в промышленности применяют схему размещения трубок по вершинам правильного треугольника, обеспечивающую максимальную компактность, надежность крепления трубок, удобство разметки трубных решеток и монтажа трубного пучка.

При таком размещении трубок справедливы следующие соотношения [4]:

$$n = 3a(a-1) + 1,$$

$$b = 2a + 1,$$

где n – общее количество труб в теплообменнике;

a – количество труб на стороне наибольшего шестиугольника;

b – количество труб на диагонали наибольшего шестиугольника.

Общее число труб в трубной плите и их размещение по шестиугольникам приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Число труб, размещенных в трубной плите по шестиугольникам

Число шестиугольников	Число труб на диагонали	Общее число труб без учета сегмента	Число труб				Общее число труб
			В 1 ряду сегмента	Во 2 ряду сегмента	В 3 ряду сегмента	Во всех сегментах	
1	3	7	—	—	—	—	7
2	5	19	—	—	—	—	19
3	7	37	—	—	—	—	37
4	9	61	—	—	—	—	61
5	11	91	—	—	—	—	91
6	13	127	—	—	—	—	127
7	15	169	3	—	—	18	187
8	17	217	4	—	—	24	241
9	19	271	5	—	—	30	301
10	21	331	6	—	—	36	367
11	23	397	7	—	—	42	439
12	25	469	8	—	—	48	517
13	27	547	9	2	—	66	613
14	29	631	10	5	—	90	721
15	31	721	11	6	—	102	823
16	33	817	12	7	—	114	931
17	35	919	13	8	—	126	1045
18	37	1027	14	9	—	138	1165
19	39	1141	15	12	—	162	1303
20	41	1261	16	13	4	198	1459
21	43	1387	17	14	7	228	1615

Расстояние между осями труб – шаг зависит от наружного диаметра

$$t = (1,2 - 1,4) d_n.$$

Диаметр корпуса D_0 одноходового теплообменника рассчитывается по формуле

$$D_0 = t(b-1) + 4 d_n = d_n [(1,2 - 1,4)(b-1) + 4],$$

а многоходового – по формуле

$$D_0 = 1,1 t \sqrt{\frac{n}{\eta}},$$

где $\eta = 0,6 - 0,8$ – коэффициент заполнения трубной решетки.

Далее D_0 округляется до ближайшего стандартного значения размера.

4.4 Диаметры патрубков

Диаметр патрубка зависит от объемного расхода и скорости движения теплоносителя и определяется из уравнения расхода

$$V = \frac{\pi d^2}{4} v,$$

где V – объемный расход теплоносителя, м³/с;
 v – скорость движения теплоносителя, м/с;
 d – внутренний диаметр патрубка, м,

$$d = \sqrt{\frac{4V}{\pi v}}.$$

Объемный расход рассчитывается из производительности аппарата

$$V = \frac{m}{\rho},$$

где m – массовый расход теплоносителя, кг/с;
 ρ – плотность теплоносителя, кг/м³.

Рекомендуется принимать скорость движения жидкости в патрубках при движении самотеком от 0,1 до 0,5 м/с, при движении в напорных трубопроводах – от 0,5 до 2,5 м/с, скорость насыщенного пара – от 10 до 20 м/с.

Диаметры патрубков рассчитывают для холодного теплоносителя, для подачи пара и удаления конденсата пара. При этом объемный расход пара определяется по формуле

$$V_{\text{пара}} = \frac{D}{\rho_{\text{пара}}},$$

а объемный расход конденсата по формуле

$$V_{\text{конд}} = \frac{D}{\rho_{\text{конд}}},$$

где D – расход пара, кг/с;
 $\rho_{\text{пара}}$ – плотность пара, кг/м³;
 $\rho_{\text{конд}}$ – плотность конденсата пара, кг/м³.

По результатам конструктивного расчета вычерчивается эскиз теплообменника [11].

5 Гидравлический расчет теплообменника

Целью гидравлического расчета парового теплообменника является определение гидравлического сопротивления при движении жидкости по трубному пространству и мощности, необходимой для перемещения теплоносителя.

Гидравлическое сопротивление для трубного пространства теплообменного аппарата определяется по формуле

$$\Delta P = \left(\lambda \frac{l z_{тр}}{d_{вн}} + \sum \xi \right) \frac{\rho v^2}{2},$$

где ΔP – потеря давления на трение и преодоление местных сопротивлений, Па;

λ – коэффициент трения;

$z_{тр}$ – число ходов по трубному пространству;

l – длина трубок, м;

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

$\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений;

ρ – плотность теплоносителя, кг/м³;

v – скорость движения теплоносителя в трубках, м/с.

Значения коэффициента трения λ определяются по таблице XII и рисункам 1.5, 1.6 [2] или рассчитываются для стальных гидравлически шероховатых труб по формуле [2]

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 l g \left[\frac{\varepsilon}{3,7} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right],$$

где $\varepsilon = \frac{e}{d}$ – относительная шероховатость труб;

e – средняя высота выступа (бугорков) на стенках трубы, равная для стальных цельнотянутых и сварных труб при незначительной коррозии – 0,2 мм.

Для коэффициентов местных сопротивлений в кожухотрубчатых теплообменниках рекомендуется принимать следующие значения [2]:

входная или выходная камера	– 1,5;
поворот на 180 ° между ходами	– 2,5;
вход трубы или выход из них	– 1,0.

Мощность, потребляемая двигателем насоса, рассчитывается по формуле

$$N = \frac{V \Delta P}{\eta},$$

где N – мощность насоса, Вт;
 V – объемный расход теплоносителя, м³/с;
 ΔP – полная потеря напора, Па;
 η – общий к.п.д насосной установки, равный 0,7 – 0,8.

6 Механический расчет теплообменника

6.1 Цель механического расчета

Задачей механических расчетов является обеспечение прочности аппарата в рабочих условиях. Механические расчеты выполняют по стандартам, нормам и утвержденным руководящим материалам [1,12].

Основным техническим параметром кожухотрубчатых теплообменных аппаратов является толщина стенок корпуса и крышки. На этом этапе подбирают также конструктивные параметры опор.

6.2 Расчет толщины стенок

Толщину цилиндрических обечаек, мм, рассчитывают по уравнению

$$s = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi - p} + C_1 + C_2 + C_3,$$

где p – расчетное давление, МПа;
 D – внутренний диаметр обечайки, мм;
 $[\sigma]$ – допускаемое напряжение, МПа;
 φ – коэффициент прочности сварного шва;
 C_1 – прибавка для компенсации коррозии и эрозии, мм;
 C_2 – прибавка для компенсации минусового допуска, мм;
 C_3 – технологическая прибавка для компенсации утонения стенки при технологических операциях, мм.

Если в теплообменнике один из теплоносителей относится к опасным (является взрыво- или пожароопасным, токсичным), теплообменник рассчитывают, как правило, на давление 1 МПа. При отсутствии ограничений в учебных проектах расчетное давление следует принять равным 1,0 или 1,6 МПа.

Коэффициент прочности сварного шва $\varphi = 1,0$ при контроле шва на длине 100%-м и $\varphi = 0,9$ при 50% -м контроле длины шва. Допускаемые напряжения для конструкционных материалов зависят от материала и рабочей температуры, приведены в таблице 3.

Таблица 3 Нормативные допускаемые напряжения для некоторых конструкционных материалов

Марка материала	Значение $[\sigma]$, МПа, в зависимости от температуры		
	20 °С	100 °С	200 °С
Сталь Ст.3	140	134	126
Сталь 20, 20К	147	142	136
Сталь 09Г2С, 16ГС, 17ГС	183	160	148
Сталь нерж. 15Х5М	146	141	134
Сталь нерж. 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т	160	152	140
Сталь нерж. 08Х18Н10Т, 08Х17Н13М2Т	140	130	110
Сталь нерж. 08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т	240	207	193
Титан ВТ1-0	133	118	93
Медь отожженная	44	44	40
Алюминий	15	10,5	4,5

Исполнительную толщину стенки выбирают из стандартного ряда толщин труб или листового проката. Фактическая толщина должна быть больше расчетной и обеспечивать жесткость обечайки. Минимальная толщина цилиндрических обечаек без прибавки на коррозию и эрозию составляет 2 мм при диаметре до 400 мм, 3 мм при диаметре до 1000 мм и 4 мм при диаметре до 2000 мм.

В кожухотрубчатых теплообменных аппаратах применяют стандартные эллиптические и плоские днища. Стандартное эллиптическое днище состоит из цилиндрической и выпуклой частей, как показано на рисунке 11. Днища с наружными базовыми диаметрами D_n используют для корпусов из труб, а с внутренними базовыми диаметрами $D_{вн}$ – для корпусов, свальцованных из листов. Размеры днищ приведены в таблице 4.

Таблица 4 Размеры отбортованных днищ, мм (ГОСТ 6533-78)

D_n	h_u	H_d	$D_{вн}$	h_u	H_d
159	25	40	400	25, 40	100
273	25	68	600	25, 40	150
325	25	81	800	25, 40	200
426	25	106	1000	25, 40	250
630	25 40	157	1200	25, 40 60, 80	300

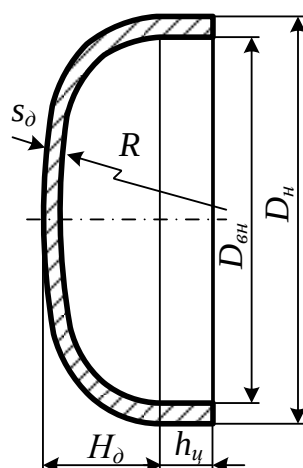


Рисунок 11 – Днище эллиптическое

Высота цилиндрической части определяется толщиной стенки днища. При толщине менее 10 мм высота цилиндрической части составляет 25 мм.

Необходимую толщину эллиптических днищ, мм, вычисляют по уравнению

$$s = \frac{pD}{2[\sigma]\varphi - p/2} + C_1 + C_2 + C_3,$$

где R – максимальный радиус кривизны днища, мм; $R = D^2/(4H)$.

После изготовления все сосуды подлежат гидравлическому испытанию. Значение пробного давления $P_{пр}$ в сварном аппарате, МПа, принимают в зависимости от расчетного давления P_p :

$$P_{пр} = 1,25 \frac{[\sigma_{20}]}{[\sigma_t]} P_p,$$

где $[\sigma_{20}]$ – допускаемое напряжение для материала сосуда и его элементов при температуре 20 °С, МПа;

$[\sigma_t]$ – то же при рабочей температуре, МПа;

P_p – расчетное давление сосуда, МПа.

При значении рабочей температуры в аппарате не выше 200 °С отношение $[\sigma_{20}]/[\sigma_t]$ принимают равным 1.

6.3 Расчет опор

Опорные лапы для вертикальных аппаратов состоят из двух вертикальных косынок и горизонтального основания. Опорная лапа для вертикальных аппаратов приведена на рисунке 12.

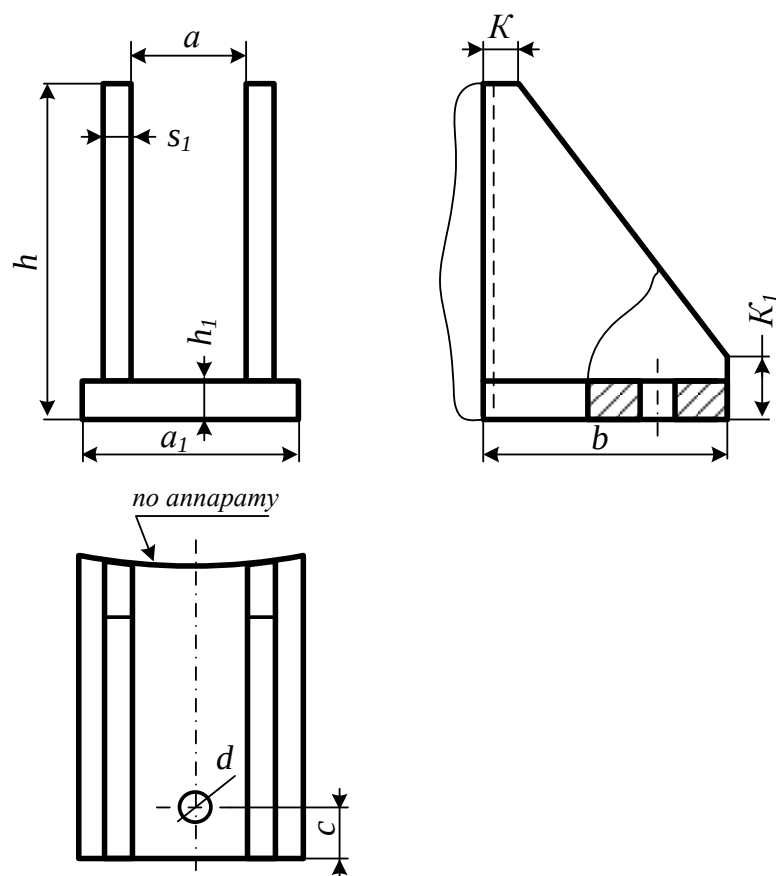


Рисунок 12 – Опорная лапа для вертикальных аппаратов (к таблице 5)

Опорные лапы изготавливают двух типов: тип 1 предназначен для аппаратов без теплоизоляции; тип 2 (с увеличенным вылетом) предназначен для аппаратов с теплоизоляцией.

Приваривают опоры непосредственно к корпусу теплообменника или к накладному листу прямоугольной формы для обеспечения жесткости корпуса в месте присоединения опоры.

Число опорных лап составляет:

- 2 штуки при $D < 600$ мм, а также при диаметре кожуха 600 или 800 мм и длине трубок не более 2000 мм;
- 4 штуки при диаметре 600 или 800 мм и длине трубок более 2000 мм, а также при диаметре 1000 или 1200 мм и любой длине трубок.

Размеры опорных лап выбирают по таблице 5 в зависимости от максимальной нагрузки Q на одну опору.

Масса пустого аппарата складывается из масс, кг:

- всех труб $n_{\text{общ}}$ толщиной стенки δ_T

$$m_T = \pi d_{\text{ср}} \delta_T l_T n_{\text{общ}} \rho_m ,$$

- обечайки корпуса длиной l_T и обечаек крышек длиной l_1 и l_2

$$m_K = \pi D_K s_K (l_T + l_1 + l_2) \rho_m ,$$

- всех перегородок k , 2 – трубных решеток, торцов крышек

$$m_p = 0,785 D_k^2 (k s_{\Pi} + 2 s_{\text{т.р}} + s_1 + s_2) \rho_m,$$

где s – толщина указанных элементов, м;

l – их длина, м;

ρ_m – плотность материала, для стали $\rho_m \approx 8000 \text{ кг/м}^3$;

Таблица 5 Конструктивные размеры опорных лап для вертикальных аппаратов, мм (ОСТ 26-665-79)

Q, кН	Тип	a	a_1	b	C	h	h_1	K_1	K	d
1,6	1	45	65	60	15	85	8	10	15	12
	2			100		120	4		25	
4	1	75	95	95	20	140	10	15	25	12
	2			160		190	5		40	
10	1	90	115	115	30	170	14	20	30	24
	2			195		235	6		50	
25	1	125	155	155	45	230	16	25	40	24
	2			255		310	8		65	
40	1	150	190	185	45	295	30	30	60	35
	2			315		390	10		80	
63	1	185	230	230	60	360	24	35	70	35
	2			380		470	12		100	
100	1	250	310	310	65	475	30	40	95	42
	2			520		620	16		130	
160	1	300	380	390	65	585	35	60	115	42
	2			650		780	20		180	

В рабочем состоянии трубное и межтрубные пространства теплообменника заполнены теплоносителями, а при гидравлическом испытании – водой.

Объем трубного пространства с крышками и объем межтрубного пространства составляют, м^3 :

$$V_T = 0,785 [d_{\text{вн}}^2 n_{\text{общ}} l_T + D_K^2 (l_1 + l_2)],$$

$$V_{\text{мт}} = 0,785 (D_K^2 - d_{\text{вн}}^2 n_{\text{общ}}) l_T.$$

Общую нагрузку на опоры теплообменника, кН, при гидравлическом испытании водой находят по уравнению

$$Q_{\Sigma} = 0,001 [m_T + m_K + m_{\Pi} + (V_T + V_{\text{мт}}) \rho_{\text{H}_2\text{O}}] g.$$

Стандартные седловые опоры, предназначенные для горизонтальных теплообменных аппаратов, изображены на рисунке 13. Тип I предназначен для аппаратов с наружным диаметром не более 630 мм и имеет два исполнения в зависимости от количества отверстий под фундаментные болты. Опора состоит из гнутой стойки, двух ребер жесткости и опорного листа. Размеры опоры определяют по таблице 6 в зависимости от наружного диаметра кожуха с последующей проверкой по допустимой нагрузке.

Таблица 6 – Размеры седловых опор типа 1, мм (ОСТ 26-1265-47)

D_H/D_{BH}	s_1	s_2	R	L	l	h	B	B_2	A	$Q, \text{кН}$
158/-	6	10	84	180	90	75	120	140	140	16
2723/-	6	10	141	290	190	100	120	140	250	20
325/-	6	10	167	400	240	125	180	230	330	20
-/400	8	14	222	400	240	135	180	220	330	50
-/600	10	16	322	600	340	200	160	230	450	80

Опоры типа 2 предназначены для аппаратов диаметром 800 мм и более. Они имеют два исполнения в зависимости от допускаемой нагрузки. Опора типа 2, приведенная на рисунке 14, состоит из стойки, основания, трех ребер жесткости и опорного листа. Размеры опоры определяют по таблице 7.

Таблица 7 – Размеры седловых опор типа 2, мм (ОСТ 26-1265-75)

D_{BH}	Исполнение	s_1	s_2	R	L	l	B	B_2	A	$Q, \text{кН}$
800	1	8	14	422	740	730	250	360	500	80
	2	14	18							160
1000	1	8	14	522	1000	980	250	360	650	125
	2	14	18							200
1200	1	8	14	622	1100	4080	250	360	800	125
	2	14	18							200
1400	1	8	14	722	1250	1230	250	400	950	160
	2	14	20							250

Аппараты устанавливают на двух седловых опорах: неподвижной и подвижной. Подвижная опора для температурной компенсации может скользить по фундаменту за счет овальной формы болтовых отверстий и зазора между гайкой и основанием шириной 1 – 2 мм.

Детали седловых опор сваривают между собой сплошными односторонними угловыми или тавровыми швами, а опорный лист приваривается к деталям опоры прерывистым угловым швом. К корпусу теплообменника опорный лист может привариваться внахлестку прерывистым швом.

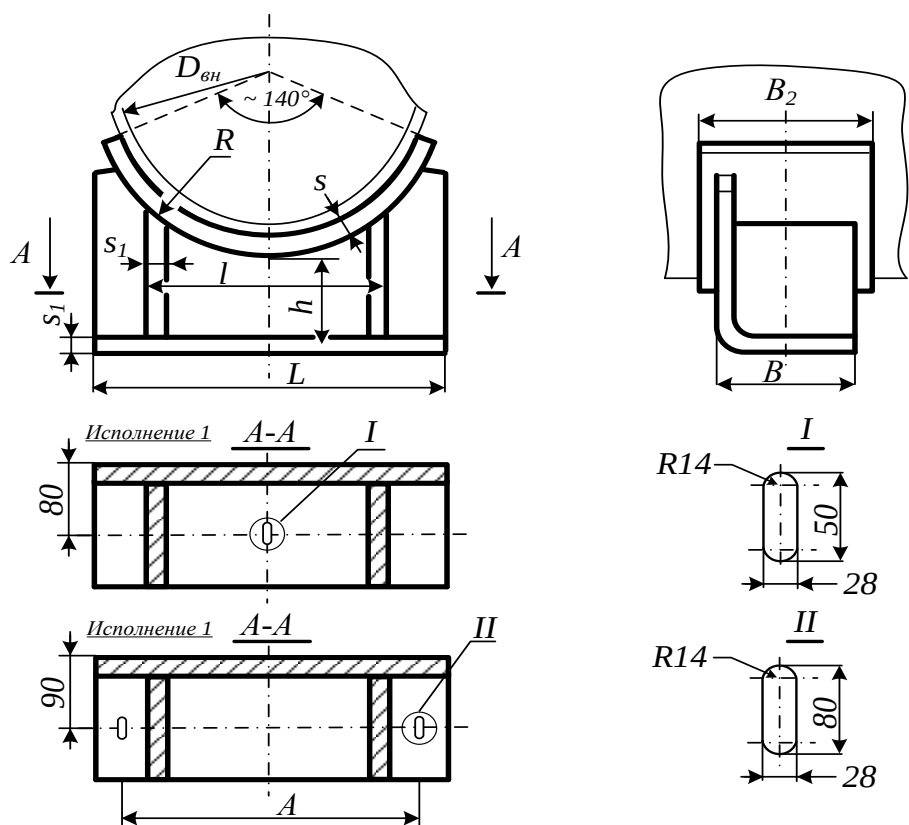


Рисунок 13 – Седловая опора для горизонтальных аппаратов с диаметром кожуха $D_{вн}=159...630$ мм, тип 1 (к таблице 6)

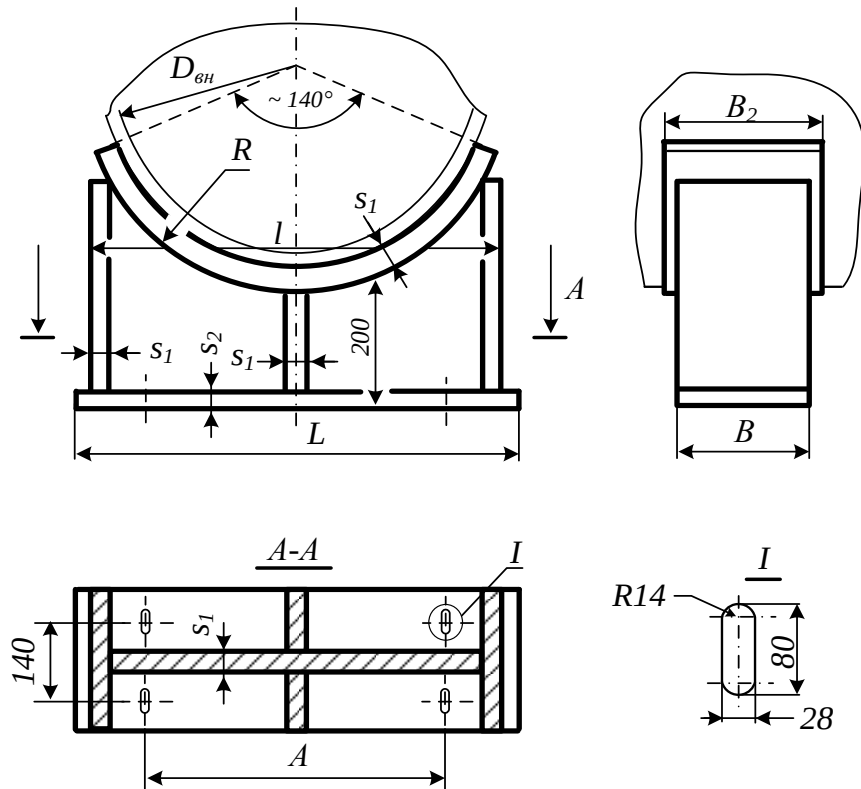


Рисунок 14 – Седловая опора для горизонтальных аппаратов с диаметром кожуха более 799 мм, тип 2 (к таблице 7)

Рекомендуемая литература

1 Лашинский, А. А. Конструирование сварных химических аппаратов : справочник / А. А. Лашинский ; под ред. А. Р. Толчинского .— Л. : Машиностроение, 1981 .— 382 с.

2 Флореа, О. Расчеты по процессам и аппаратам химической технологии : перевод с румынского / О. Флореа, О. Смигельский ; под редакцией С. З. Каган .— Москва : Химия, 1971 .— 444 с.

3 Романков П.Г. Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи)/ П.Г. Романков, В.Ф. Фролов, О.М. Фисюк.— СПб.: Химиздат, 2009 .— 544 с. : ил.

4 Машины и аппараты химических производств / И. И. Чернобыльский, А. Г. Бондарь, Б. А. Гаевский [и др.] ; под ред. И. И. Чернобыльского .— 3-е издание переработанное и дополненное .— Москва : Машиностроение, 1975 .— 453, [3] с. : ил.

5 Касаткин, А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии : учебник для вузов / А. Г. Касаткин .— Стер. изд., перепечатка с девятого изд., 1973 г. — М. : Альянс, 2014 .— 750, [2] с. : табл., схемы, граф.

6 Михеев, М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева .— 3 изд. репр. — М. : Бастэт, 2010 .— 342, [2] с. : ил.

7 Юдаев, Борис Николаевич. Теплопередача : учебник / Б. Н. Юдаев .— Москва : Высшая школа, 1973 .— 359 с. : ил. — Библиография: с. 353-356.

8 Бакластов, А. М. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепло-массообменных установок : Учебное пособие для вузов / А. М. Бакластов, В. А. Горбенко, П. Г. Удыма; Под ред. А. М. Бакластова .— М. : Энергоиздат, 1981 .— 336 с. : ил.

9 Гельперин, Н. И. Основные процессы и аппараты химической технологии : учебное пособие для вузов : в 2 книгах / Н. И. Гельперин .— М. : Химия, 1981 .— (Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии) .Кн. 1 .— 1981 .— 812 с. : ил.

10 Домашнев, А. Д. Конструирование и расчет химических аппаратов : учебник для вузов / А. Д. Домашнев .— Москва : Машгиз, 1961 .— 264 с. : ил.

11 Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов: в 2 кн. / Ю.И. Дытнерский .— М.: Химия, 1995. А.А.

12 Русаков И.Ю. Основы конструирования и расчета элементов оборудования отрасли. Северск.: Изд-во СТИ НИЯУ МИФИ, 2018.—271 с.

Приложение А

(обязательное)

Задания на расчет кожухотрубчатого теплообменника

Таблица А.1 – Задания на расчет кожухотрубчатого теплообменника

Исходные данные	З а д а н и я													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1 Конденсирующий-ся насыщенный пар	Этиловый спирт			Бензол			Воды							
2 Давление пара, МПа	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,25	0,3	0,4	0,2	0,4	0,5	0,5
3 Жидкость-раствор	Вода			Вода			NaOH				H ₂ SO ₄			
4 Концентрация раствора, %							10,15	10,15	10,15	10,15	60	60	60	60
5 Производительность по пару, кг/с	0,1	0,25	0,5	0,3	0,6	1,0								
6 Производительность по жидкости, кг/с	-	-	-	-	-	-	10	25	40	80	5	10	25	40
7 Начальная температура жидкости, °С	30	14	14	30	12	12	20	20	20	20	20	20	20	20
8 Конечная температура жидкости, °С	50	45	45	50	45	45	103	103	103	103	100	100	100	100

Продолжение таблицы А.1

Исходные данные	З а д а н и я													
	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
1 Конденсирующий- ся насыщенный пар	Воды													
2 Давление пара, МПа	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,3	0,4	0,5	0,7	0,3	0,5	0,2	0,3	0,4
3 Жидкость- раствор	Этиловый спирт					Вода				NaOH		Уксусная кислота		
4 Концентрация раствора, %	20	20	40	40	60	100	100	100	100	40	40	50	50	50
5 Производительность по пару, кг/с	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
6 Производительность по жидкости, кг/с	2,0	5,0	4,0	10,0	0,2	2,5	5,0	10,0	60,0	10	20	2,0	5,0	10,0
7 Начальная тем- пература жидко- сти, °С	20	20	20	20	20	20	20	20	20	0	0	10	10	10
8 Конечная тем- пература жидко- сти, °С	80	80	70	70	75	100	100	120	120	80	80	90	90	100

Окончание таблицы А.1

Исходные данные	З а д а н и я													
	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42
1 Конденси- рующийся насыщенный пар	Воды													
2 Давление пара, МПа	0,2	0,3	0,4	0,5	0,2	0,4	0,5	0,2	0,25	0,3	0,25	0,4	0,7	0,6
3 Жидкость- раствор	NaOH				H ₂ SO ₄			CaCl ₂			NaCl		Вода	
4 Концентра- ция раствора, %	30	30	30	30	98	98	98	25	25	25	20	20	100	100
5 Производи- тельность по пару, кг/с	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
6 Производи- тельность по жидкости, кг/с	0,2	0,6	1,5	3,0	0,3	1,0	1,5	0,5	1,0	2,0	0,6	1,8	-	-
7 Начальная температура жидкости, °С	10	10	15	20	10	10	10	5	5	10	10	20	12	14
8 Конечная температура жидкости, °С	100	100	100	100	120	120	120	90	100	96	95	97	45	50

Приложение Б (рекомендуемое)

Текст программы

```
PROGRAM TEPLO;
USES      CRT;
TYPE      mas=array [1..17] of string;

LABEL     10,20,25;
VAR       17: text;
          cd: mas;

          ot: integer;
          c2,l1,l2,l3,l4,m1,m2,b3,b4,q,o,p1,p2,w,d,t3,t4: real;
          t1,t2,r,a1,a2,g1,g2,k: real;

FUNCTION DST (a:real; b,c2:integer): real;
(* дробная степень числа *)
BEGIN
    DST:=exp(b*ln(a)/c2);
END;

BEGIN
    TextBackGround (11);
    ClrScr;
    TextColor (0);
    writeln(' СТИ НИЯУ МИФИ           КАФЕДРА       МАХАП');
    writeln('           ПРОГРАММА ПО КУРСУ           ');
    writeln(' "Процессы и аппараты химической технологии"');
    writeln;
    writeln('           РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБЧАТОГО');
    writeln('           ТЕПЛООБМЕННИКА');
    writeln;
    writeln('   Язык программирования PascalABC   ');
    writeln('           Составил  Минина О.Г.     ');
    writeln;

    Assign(17,'lab7.txt');
    Rewrite(17);

    writeln(17,' СТИ НИЯУ МИФИ           КАФЕДРА       МАХАП');
    writeln(17,'           ПРОГРАММА ПО КУРСУ           ');
    writeln(17,' "Процессы и аппараты химической технологии"');
    writeln(17);
    writeln(17,'           РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБЧАТОГО');
    writeln(17,'           ТЕПЛООБМЕННИКА');
    writeln(17);
    writeln(17,'   Язык программирования PascalABC   ');
    writeln(17,'           Составил  Минина О.Г.     ');
    writeln(17);

    writeln ('ВВЕДИТЕ СВОИ ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ');
    t3:=120;
    t4:=54.52;
    p2:=1198;
    c2:=3684;
    l2:=0.557;
    m2:=0.00182;
    p1:=943;
```

```

l1:=0.686;
m1:=0.000231;
q:=2208000;
d:=0.038;
b3:=0.002;
l3:=46.5;
b4:=0.0005;
l4:=2;
o:=0.0002;
w:=0.05;

cd[1]:=' Температура конденсации пара, °C          t3= ' ;
cd[2]:=' Средняя температура нагреваемой раствора, °C      t4= ' ;
cd[3]:=' Плотность нагреваемой раствора, кг/м3             p2= ' ;
cd[4]:=' Теплоемкость раствора, Дж/(кг·K)                 c2= ' ;
cd[5]:=' Коэффициент теплопроводности раствора, Вт/(м·K)    l2= ' ;
cd[6]:=' Динамический коэффициент вязкости раствора, Па·с   m2= ' ;
cd[7]:=' Плотность конденсата греющего пара, кг/м3          p1= ' ;
cd[8]:=' Коэффициент теплопроводности конденсата, Вт/(м·K)  l1= ' ;
cd[9]:=' Динамический коэффициент вязкости конденсата, Па·с m1= ' ;
cd[10]:=' Удельная теплота конденсации греющего пара, Дж/кг q= ' ;
cd[11]:=' Наружный диаметр трубок, м                       d= ' ;
cd[12]:=' Толщина стенки трубок, м                          b3= ' ;
cd[13]:=' Коэффициент теплопроводности стали, Вт/(м·K)      l3= ' ;
cd[14]:=' Толщина слоя накипи, м                            b4= ' ;
cd[15]:=' Коэффициент теплопроводности накипи, Вт/(м·K)     l4= ' ;
cd[16]:=' стенок трубок, (м2·K)/Вт                          o= ' ;
cd[17]:=' Скорость движения раствора в трубках, м/с          w= ' ;

10:
write(cd[1],t3); Write(' '); Readln(t3);
write(cd[2],t4); Write(' '); Readln(t4);
write(cd[3],p2); Write(' '); Readln(p2);
write(cd[4],c2); Write(' '); Readln(c2);
write(cd[5],l2); Write(' '); Readln(l2);
write(cd[6],m2); Write(' '); Readln(m2);
write(cd[7],p1); Write(' '); Readln(p1);
write(cd[8],l1); Write(' '); Readln(l1);
write(cd[9],m1); Write(' '); Readln(m1);
write(cd[10],q); Write(' '); Readln(q);
write(cd[11],d); Write(' '); Readln(d);
write(cd[12],b3); Write(' '); Readln(b3);
write(cd[13],l3); Write(' '); Readln(l3);
write(cd[14],b4); Write(' '); Readln(b4);
write(cd[15],l4); Write(' '); Readln(l4);
writeln(' Термическое сопротивление загрязнений');
write(cd[16],o); Write(' '); Readln(o);
write(cd[17],w); Write(' '); Readln(w);

Write('Ввести исходные данные заново да - 1, нет - 0 '); Readln(ot);
If ot=1 then goto 10;
TextBackGround (11);
ClrScr;
TextColor (0);

writeln(l7,'Исходные данные, по которым выполнен расчет');
writeln(l7,cd[1],t3:10:2);
writeln(l7,cd[2],t4:10:2);
writeln(l7,cd[3],p2:10:2);
writeln(l7,cd[4],c2:10:2);
writeln(l7,cd[5],l2:10:2);
writeln(l7,cd[6],m2:10:2);
writeln(l7,cd[7],p1:10:2);

```

```

writeln(17,cd[8],l1:10:2);
writeln(17,cd[9],m1:10:2);
writeln(17,cd[10],q:10:2);
writeln(17,cd[11],d:10:2);
writeln(17,cd[12],b3:10:2);
writeln(17,cd[13],l3:10:2);
writeln(17,cd[14],b4:10:2);
writeln(17,cd[15],l4:10:2);
writeln(17,' Термическое сопротивление загрязнений');
writeln(17,cd[16],o:10:2);
writeln(17,cd[17],w:10:2);

//Расчет
while w<=5 do
begin
    r:=w*p2*(d-2*b3)/m2;
    if r-10000>=0 then
    begin
        t1:=t3-0.5;
20:
        a1:=0.72*Dst((9.81*Dst(l1,3,1)*Sqr(p1)*q/(m1*d*(t3-
t1))),25,100);
        g1:=a1*(t3-t1);
        t2:=t1-g1/(l3/b3+l4/b4+1/o);
        a2:=(0.021*l2*Dst(r*Dst(c2*m2/l2,43,100),8,10))/(d-2*b3);
        g2:=a2*(t2-t4);
        t1:=t1-0.05;
        if g1-g2<0 then goto 20;
        k:=(g1+g2)/(2*(t3-t4));
        writeln();
        writeln('          Турбулентный режим движения раствора');
        writeln(17);
        writeln(17,'          Турбулентный режим движения раствора');
    end
else
begin
    t1:=t3-0.5;
25:
    a1:=0.72*Dst((9.81*Dst(l1,3,1)*Sqr(p1)*q/(m1*d*(t3-
t1))),25,100);
    g1:=a1*(t3-t1);
    t2:=t1-g1/(l3/b3+l4/b4+1/o);
    a2:=(0.008*l2*Dst(r*Dst(c2*m2/l2,43,100),9,10))/(d-2*b3);
    g2:=a2*(t2-t4);
    t1:=t1-0.05;
    if g1-g2<0 then goto 25;
    k:=(g1+g2)/(2*(t3-t4));
    writeln();
    writeln('          Переходный режим движения раствора');
    writeln(17);
    writeln(17,'          Переходный режим движения раствора');

end;
t1:=t1+0.05;
//Результаты расчета на экран
writeln(' Скорость движения раствора в трубках, м/с          w= ',w:10:2);
writeln(' Критерий Рейнольдса                                r= ',r:10:2);
writeln(' Коэффициент теплопередачи, Вт/(м2·К)                k= ',k:10:2);
writeln(' Температура стенки со стороны греющего пара, °C      t1=
',t1:10:2);
writeln(' Температура стенки со стороны раствора, °C          t2=
',t2:10:2);

```

```

writeln(' Удельный тепловой поток, Вт/м2                                g1=
',g1:10:2);
writeln(' Удельный тепловой поток, Вт/м2                                g2=
',g2:10:2);
writeln(' Коэффициент теплоотдачи от греющего пара к стенке,');
writeln('                                Вт/(м2·К)    a1=
',a1:10:2);
writeln(' Коэффициент теплоотдачи от стенки к раствору');
writeln('                                Вт/(м2·К)    a2=
',a2:10:2);

//Запись результатов расчета в файл
writeln(17,' Скорость движения раствора в трубках,                м/с        w=
',w:10:2);
writeln(17,' Критерий Рейнольдса                                r=
',r:10:2);
writeln(17,' Коэффициент теплопередачи,                        Вт/(м2·К) k=
',k:10:2);
writeln(17,' Температура стенки со стороны греющего пара,      °C        t1=
',t1:10:2);
writeln(17,' Температура стенки со стороны раствора,          °C        t2=
',t2:10:2);
writeln(17,' Удельный тепловой поток,                          Вт/м2        g1=
',g1:10:2);
writeln(17,' Удельный тепловой поток,                          Вт/м2        g2=
',g2:10:2);
writeln(17,' Коэф.теплоотдачи от греющего пара к стенке        Вт/(м2·К) a1=
',a1:10:2);
writeln(17,' Коэф.теплоотдачи от стенки к раствору            т/(м2·К) a2=
',a2:10:2);

w:=w+0.1;
end;

Close(17);
writeln('Расчет окончен');
writeln('Результаты расчета записаны в файл lab7.txt');

```

END.

Приложение В (рекомендуемое)

Исходные данные контрольного примера по расчету теплообменника

СТИ НИЯУ МИФИ КАФЕДРА МАХАП
ПРОГРАММА ПО КУРСУ
"Процессы и аппараты химической технологии"

РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБЧАТОГО
ТЕПЛООБМЕННИКА

Язык программирования PascalABC
Составил Минина О.Г.

	Температура конденсации пара, °C	t3=	120.00
	Средняя температура нагреваемого раствора, °C	t4=	
54.52			
	Плотность нагреваемого раствора, кг/м ³	p2=	
1198.00			
	Теплоемкость раствора, Дж/(кг·K)	c2=	3684.00
	Коэффициент теплопроводности раствора, Вт/(м·K)	l2=	0.56
	Динамический коэффициент вязкости раствора, Па·с	m2=	0.00
	Плотность конденсата греющего пара, кг/м ³	p1=	943.00
	Коэффициент теплопроводности конденсата, Вт/(м·K)	l1=	0.69
	Динамический коэффициент вязкости конденсата, Па·с	m1=	0.00
	Удельная теплота конденсации греющего пара, Дж/кг	q=	2208000.00
	Наружный диаметр трубок, м	d=	0.04
	Толщина стенки трубок, м	b3=	0.00
	Коэффициент теплопроводности стали, Вт/(м·K)	l3=	46.50
	Толщина слоя накипи, м	b4=	0.00
	Коэффициент теплопроводности накипи, Вт/(м·K)	l4=	2.00
	Термическое сопротивление загрязнений стенок трубок, (м ² ·K)/Вт	o=	0.00
	Скорость движения раствора в трубках, м/с	w=	0.05

Приложение Г (рекомендуемое)

Результаты расчета

СТИ НИЯУ МИФИ, КАФЕДРА МАХАП
ПРОГРАММА ПО КУРСУ
"Процессы и аппараты химической технологии"

РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБЧАТОГО
ТЕПЛООБМЕННИКА

Язык программирования "PascalABC"
Составил Минина О.Г.

Переходный режим движения раствора			
0.05	Скорость движения раствора в трубках,	м/с	w=
	Критерий Рейнольдса		r=
1119.01	Коэффициент теплопередачи,	Вт/(м ² ·К)	k=
188.73	Температура стенки со стороны греющего пара,	°С	t1=
119.50	Температура стенки со стороны раствора,	°С	t2=
119.11	Удельный тепловой поток,	Вт/м ²	g1=
12420.16	Удельный тепловой поток,	Вт/м ²	g2=
12296.53	Коэф.теплоотдачи от греющего пара к стенке	Вт/(м ² ·К)	a1=
24840.31	Коэф.теплоотдачи от стенки к раствору	Вт/(м ² ·К)	a2=
190.36			
Турбулентный режим движения раствора			
0.55	Скорость движения раствора в трубках,	м/с	w=
	Критерий Рейнольдса		r=
12309.12	Коэффициент теплопередачи,	Вт/(м ² ·К)	k=
1304.20	Температура стенки со стороны греющего пара,	°С	t1=
113.45	Температура стенки со стороны раствора,	°С	t2=
110.80	Удельный тепловой поток,	Вт/м ²	g1=
85522.53	Удельный тепловой поток,	Вт/м ²	g2=
85274.91	Коэф.теплоотдачи от греющего пара к стенке	Вт/(м ² ·К)	a1=
13056.87	Коэф.теплоотдачи от стенки к раствору	Вт/(м ² ·К)	a2=
1515.24			
Турбулентный режим движения раствора			
1.05	Скорость движения раствора в трубках,	м/с	w=

23499.23	Критерий Рейнольдса		r=
1955.10	Коэффициент теплопередачи,	Вт/(м ² ·К)	k=
108.75	Температура стенки со стороны греющего пара,	°С	t1=
104.77	Температура стенки со стороны раствора,	°С	t2=
128311.02	Удельный тепловой поток,	Вт/м ²	g1=
127729.34	Удельный тепловой поток,	Вт/м ²	g2=
11405.42	Коэф.теплоотдачи от греющего пара к стенке	Вт/(м ² ·К)	a1=
2541.81	Коэф.теплоотдачи от стенки к раствору	Вт/(м ² ·К)	a2=
1.95	Турбулентный режим движения раствора Скорость движения раствора в трубках,	м/с	w=
43641.43	Критерий Рейнольдса		r=
2714.36	Коэффициент теплопередачи,	Вт/(м ² ·К)	k=
102.60	Температура стенки со стороны греющего пара,	°С	t1=
97.08	Температура стенки со стороны раствора,	°С	t2=
177955.53	Удельный тепловой поток,	Вт/м ²	g1=
177517.46	Удельный тепловой поток,	Вт/м ²	g2=
10227.33	Коэф.теплоотдачи от греющего пара к стенке	Вт/(м ² ·К)	a1=
4170.80	Коэф.теплоотдачи от стенки к раствору	Вт/(м ² ·К)	a2=
2.95	Турбулентный режим движения раствора Скорость движения раствора в трубках,	м/с	w=
66021.65	Критерий Рейнольдса		r=
3256.97	Коэффициент теплопередачи,	Вт/(м ² ·К)	k=
97.85	Температура стенки со стороны греющего пара,	°С	t1=
91.24	Температура стенки со стороны раствора,	°С	t2=
213270.04	Удельный тепловой поток,	Вт/м ²	g1=
213263.18	Удельный тепловой поток,	Вт/м ²	g2=
9628.44	Коэф.теплоотдачи от греющего пара к стенке	Вт/(м ² ·К)	a1=
5808.30	Коэф.теплоотдачи от стенки к раствору	Вт/(м ² ·К)	a2=
4.05	Турбулентный режим движения раствора Скорость движения раствора в трубках,	м/с	w=
90639.89	Критерий Рейнольдса		r=

3667.40	Коэффициент теплопередачи,	Вт/(м ² ·К)	k=
94.05	Температура стенки со стороны греющего пара,	°C	t1=
86.60	Температура стенки со стороны раствора,	°C	t2=
240161.05	Удельный тепловой поток,	Вт/м ²	g1=
240122.21	Удельный тепловой поток,	Вт/м ²	g2=
9254.76	Коэф.теплоотдачи от греющего пара к стенке	Вт/(м ² ·К)	a1=
7484.37	Коэф.теплоотдачи от стенки к раствору	Вт/(м ² ·К)	a2=
Турбулентный режим движения раствора			
4.95	Скорость движения раствора в трубках,	м/с	w=
110782.09	Критерий Рейнольдса		r=
3917.17	Коэффициент теплопередачи,	Вт/(м ² ·К)	k=
91.65	Температура стенки со стороны греющего пара,	°C	t1=
83.69	Температура стенки со стороны раствора,	°C	t2=
256634.09	Удельный тепловой поток,	Вт/м ²	g1=
256358.07	Удельный тепловой поток,	Вт/м ²	g2=
9052.35	Коэф.теплоотдачи от греющего пара к стенке	Вт/(м ² ·К)	a1=
8787.71	Коэф.теплоотдачи от стенки к раствору	Вт/(м ² ·К)	a2=
расчет окончен			

Приложение Д (рекомендуемое)

Графическая зависимость удельного теплового потока, коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи от скорости движения раствора в трубках

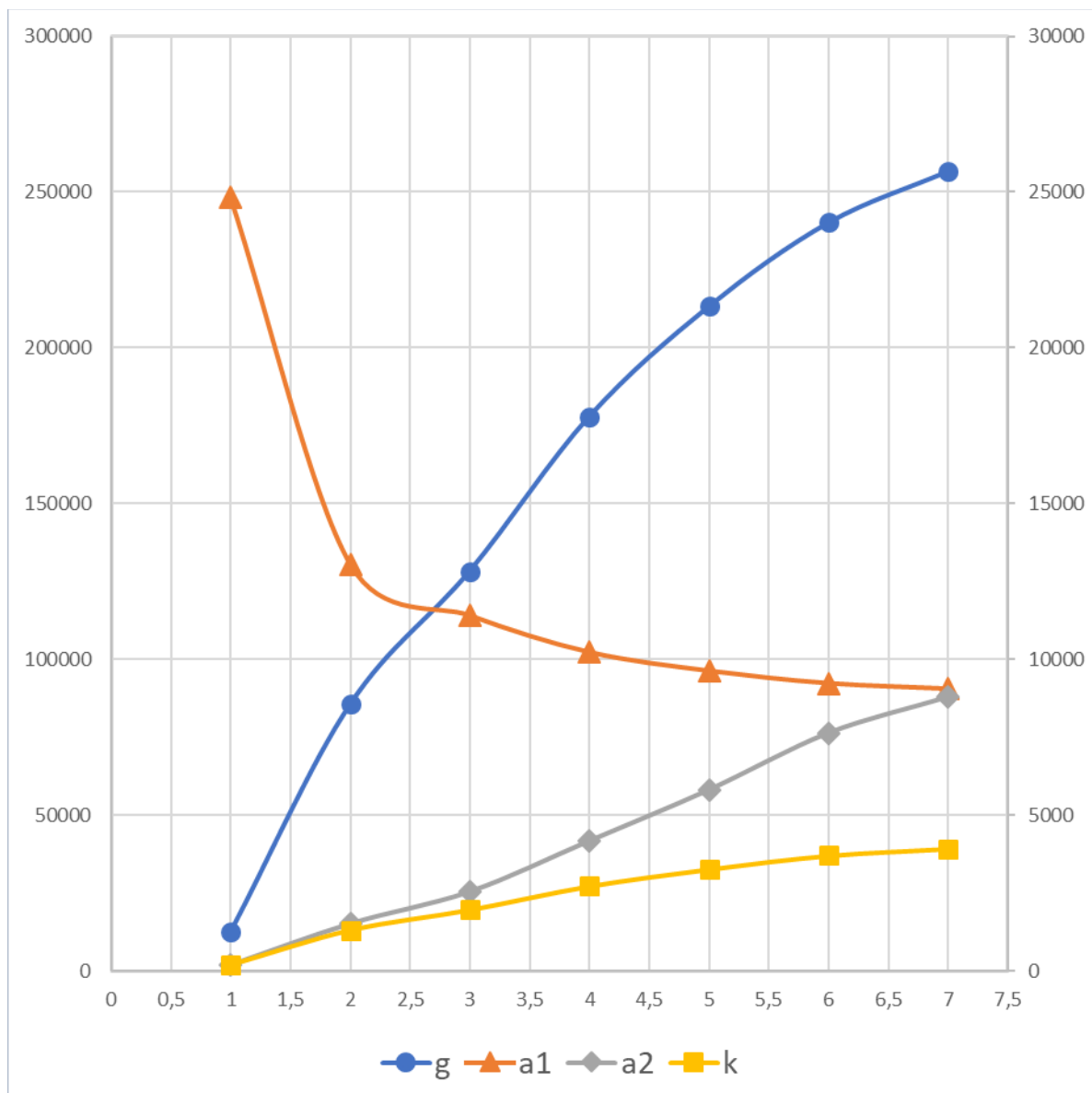


Рисунок Д.1 – Графическая зависимость удельного теплового потока (q), коэффициентов теплоотдачи (α_1, α_2) и теплопередачи (k) от скорости движения раствора в трубках теплообменника