

В.В. ФИЛИППОВ, О.А. ФИЛИППОВА

# ТЕПЛООБМЕН В ХИМИЧЕСКОЙ ТЕХНОЛОГИИ

Теория. Примеры расчёта.  
Основы проектирования

Учебное пособие



Самара 2023

**В.В. ФИЛИПPOB, O.A. ФИЛИПPOBA**

# **ТЕПЛООБМЕН В ХИМИЧЕСКОЙ ТЕХНОЛОГИИ**

**Теория. Примеры расчёта.  
Основы проектирования**

**Учебное пособие**

**Самара**

**Самарский государственный технический университет**

**2023**

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ



ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИ-  
ТЕТ»

---

Кафедра «Химическая технология и промышленная экология»

В.В. ФИЛИППОВ, О.А. ФИЛИППОВА

# ТЕПЛООБМЕН В ХИМИЧЕСКОЙ ТЕХНОЛОГИИ

Теория. Примеры расчёта.  
Основы проектирования

*Учебное пособие*

Самара

Самарский государственный технический университет

2023

Печатается по решению методи  
нологий СамГТУ (протокол № 12 от

совета Института нефтегазовых тех-  
)22 г.).

УДК 66.021.4(075.8)

ББК 35.112я73

Ф 53

**Филиппов В.В.**

**Теплообмен в химической технологии. Теория. Примеры расчёта. Основы проектирования:** учеб. пособие / В.В. Филиппов, О.А. Филиппова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2023. – 218 с.

ISBN 978-5-7964-2393-6

Как рассказать простыми словами о решении сложных задач? Как заинтересовать студента, которого в школе все годы готовили только к сдаче ЕГЭ? Как составить конкуренцию Интернету? Как заставить студента читать, если он не читает в принципе? А если читает, то не понимает. А если понимает, то не так.

В предлагаемом учебном пособии авторы пытаются это сделать: избежать сухого академического языка, рассказать просто о сложном, проиллюстрировать сказанное красочными графиками, рисунками, примерами решения технологических задач. Воспитанные на книгах Я.И. Перельмана и трёхтомнике физики Г.С. Ландсберга, а из современных – почитающие книги А.Н. Никонова, авторы искали и надеются, что нашли золотую середину в изложении одного из разделов очень важной дисциплины – «Процессы и аппараты химической технологии» – процессов теплопередачи.

В основу пособия положены лекции, которые на протяжении многих лет читались студентам химико-технологических специальностей всех форм обучения. Также использованы материалы практических занятий.

В книге рассмотрены основные теории теплопередачи в химической технологии. Приведены примеры расчёта процессов передачи теплоты и выбора аппаратов для их проведения.

Предназначено для студентов высших технических учебных заведений химико-технологических направлений подготовки (специальностей). Может быть полезно химикам-технологам.

Рецензент: д-р хим. наук, засл. деят. науки *И.К. Гаркушин*

УДК 66.021.4(075.8)

ББК 35.112я73

Ф 53

ISBN 978-5-7964-2393-6

© В.В. Филиппов, О.А. Филиппова, 2023

© Самарский государственный  
технический университет, 2023

*Скажи мне – и я забуду.  
Покажи мне – и я запомню.  
Дай мне сделать – и я пойму.  
Конфуций*

## **ВВЕДЕНИЕ**

Теплообменник – одно из немногих устройств, хорошо известных даже весьма далёким от техники людям. Правда, не всегда мы используем именно этот термин для обозначения устройств, которые помогают нам в повседневной жизни. В самом деле, в каждой квартире под подоконником установлены радиаторы отопления – массивные, ошестинившиеся рёбрами чугунные трубы или более современные, более красивые их аналоги. Это теплообменные аппараты, в которых теплоноситель – горячая вода – отдаёт через металлическую стенку тепло воздуху наших квартир.

Радиаторы отопления – самые распространённые и самые известные, но, пожалуй, не самые ответственные теплообменники. В конце концов, если они по какой-то причине и откажут, день-другой вполне можно потерпеть: включить электрические обогреватели или потеплее одеться. А в промышленности редкое производство может обойтись без надёжно работающих теплообменников.

На предприятиях химической и нефтеперерабатывающей промышленности теплообменники составляют до 30–40 % массы всего оборудования, в пищевой промышленности – 15–18 %, в холодильных установках их доля достигает 70–80 %. Химические реакции идут при определённой температуре: от температуры зависит скорость процессов, активность катализаторов, полнота превращений, чистота продуктов. В одном случае поток необходимо нагревать, в другом – охлаждать, в третьем – испарить, в четвёртом – сконденсировать, в пятом – утилизировать неиспользованное тепло. И везде требуются теплообменники разных размеров, разных конструкций. Разумеется, не только в химии, но и в нефтехимии и нефтепереработке, в тепловой и атомной энергетике, в металлургии, пищевой промышленности. И хотя в теплообменниках не происходит превращения веществ, эти аппараты на

каждом производстве относят к основным – к тем, что составляют фундамент технологии.

Велика роль теплообмена в энергетике, металлургии, криогенной технике. Из-за роста единичной мощности паросиловых установок конденсаторы «выросли» настолько, что порой уже не вписываются в железнодорожные габариты, и такие аппараты приходится собирать на месте.

Теплообменные аппараты – неременный атрибут транспортных средств: радиаторы автомобилей и тракторов, теплообменники систем кондиционирования воздуха, подогрева топлива, охлаждения масла, антиобледенительных систем современных самолётов. Если в химии от теплообменников зависят скорость, полнота и энергоёмкость процессов, то на транспорте – надёжность, долговечность, экономичность двигателей. Рациональная конструкция радиаторов и другой теплообменной аппаратуры, над которой уже более века ломают головы теплотехники, волнует не только создателей автомобилей, тракторов и комбайнов, но и конструкторов самолётов, ракет, кораблей. Громоздкий теплообменный аппарат – это лишний вес и объем, перерасход дефицитных материалов; плохо организованный теплообмен приводит к перегреву двигателей, а порой и к серьёзным авариям.

Наконец, немислим и наш быт без домашних холодильников и кондиционероv, без отопления и горячего водоснабжения. А газовая плита – разве это не теплообменник? Стоящая на конфорке кастрюля получает теплоту от факела, который образовался при сгорании газа. Теплообмен в чистом виде!

Но далеко не всегда мы стремимся повисить скорость передачи теплоты. Во многих случаях нам требуется как раз уменьшить интенсивность перехода теплоты от одного тела к другому. И решать такие задачи мы тоже научились весьма успешно.

Химику-технологу просто необходимо уметь выполнять расчёты процессов теплопередачи и подбирать под заданный процесс теплообменный аппарат. Цель этого пособия – познакомить студентов с основами расчётов процессов теплообмена и помочь сделать первые шаги в выборе теплообменного оборудования.

## ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

$c$  – удельная массовая теплоёмкость,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;

$d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр теплообменных труб, м;

$d_{\text{н}}$  – наружный диаметр теплообменных труб, м;

$d_{\text{ш}}$  – диаметр штуцера, м;

$d_{\text{э}}$  – эквивалентный диаметр межтрубного пространства, м;

$D$  – внутренний диаметр кожуха теплообменника, м;

$e$  – доля отгона;

$F_{\text{ор}}$  – ориентировочная поверхность теплообменника,  $\text{м}^2$ ;

$F_{\text{р}}$  – расчётная поверхность теплообменника,  $\text{м}^2$ ;

$F_{\text{т}}$  – нормализованная поверхность теплообменника по ГОСТ,  $\text{м}^2$ ;

$g$  – ускорение свободного падения,  $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$ ;

$G$  – массовый расход теплоносителя,  $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ;

$K$  – коэффициент теплопередачи,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;

$L$  – длина теплообменных труб, м;

$n_{\text{об}}$  – общее число труб трубного пучка;

$P$  – общее давление (давление в аппарате), МПа (мм рт. ст.);

$P_k$  – давление насыщенного пара  $k$ -того компонента, мм рт. ст.;

$Q$  – тепловая нагрузка, Вт;

$r$  – удельная теплота конденсации (парообразования),  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;

$r_{\text{загр}}$  – термическое сопротивление загрязнений стенки теплопередающей поверхности,  $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$ ;

$\frac{1}{r_{\text{загр}}}$  – тепловая проводимость загрязнения стенки теплопередающей поверхности,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;

$\frac{1}{r_{\text{загр}}}$  – тепловая проводимость загрязнения стенки теплопередающей поверхности,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;

$S$  – площадь поперечного сечения потока,  $\text{м}^2$ ;

$t$  – температура,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\Delta t_{\text{прот}}$  – средняя разность температур при противоточном движении потоков,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\Delta t_{\text{прям}}$  – средняя разность температур при прямоточном движении потоков,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\Delta t_{\text{ср}}$  – средняя разность температур при теплообмене,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{1\text{н}}$  и  $t_{1\text{к}}$  – начальная и конечная температуры горячего потока,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{2\text{н}}$  и  $t_{2\text{к}}$  – начальная и конечная температуры холодного потока,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\Delta t_1$  – разность температур горячего теплоносителя,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\Delta t_2$  – разность температур холодного теплоносителя,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$V$  – объёмный расход теплоносителя,  $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ ;

$w$  – скорость движения теплоносителя,  $\frac{\text{м}}{\text{с}}$ ;

$\bar{x}$  – массовая доля компонента в жидкой фазе;

$x$  – молярная доля компонента в жидкой фазе;

$\bar{y}$  – массовая доля компонента в паровой фазе;

$y$  – молярная доля компонента в паровой фазе;

$z$  – число ходов в трубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника;

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;

$\delta_{\text{ст}}$  – толщина стенки трубы,  $\text{м}$ ;

$\lambda$  – коэффициент теплопроводности,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ ;

$\mu$  – динамический коэффициент вязкости,  $\text{Па} \cdot \text{с}$ ;

$\rho$  – плотность,  $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ .

## КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ

$Re = \frac{wl\rho}{\mu}$  – критерий Рейнольдса;

$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$  – критерий Нуссельта;

$Pr = \frac{c\mu}{\lambda}$  – критерий Прандтля.

## ИНДЕКСЫ

1 – теплоноситель с бóльшим значением средней температуры (горячий поток);

2 – теплоноситель с мéньшим значением средней температуры (холодный поток);

н – начальное значение параметра;

к – конечное значение параметра;

ор – ориентировочное значение параметра;

р – расчётный параметр;

ср – среднее значение параметра;

ст – стенка;

тр – трубное пространство;

мтр – межтрубное пространство;

ш – штуцер;

ж – параметр, относящийся к жидкости;

п – параметр, относящийся к пару;

см – параметр, относящийся к смеси;

вх – параметр, относящийся ко входу в аппарат;

вых – параметр, относящийся к выходу из аппарата;

прям – прямоток;

прот – противоток;

доп – допустимое значение параметра;

кр – критическое значение параметра;

б – большее значение параметра;

м – меньшее значение параметра.

# 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССАХ

Самопроизвольный переход теплоты возможен только по направлению от горячего потока к холодному. Это утверждает второй закон термодинамики. В ходе такого процесса горячий поток отдаёт энергию в форме теплоты, а холодный её получает.

Возможен и обратный переход – от холодного потока к горячему. Но этот процесс требует совершения работы. С такими процессами мы хорошо знакомы – это работа обычных бытовых холодильников и кондиционеров, которые необходимо подключить к электрической сети. Но здесь мы будем рассматривать исключительно самопроизвольные процессы.

При передаче теплоты могут происходить следующие элементарные процессы (рис. 1.1).

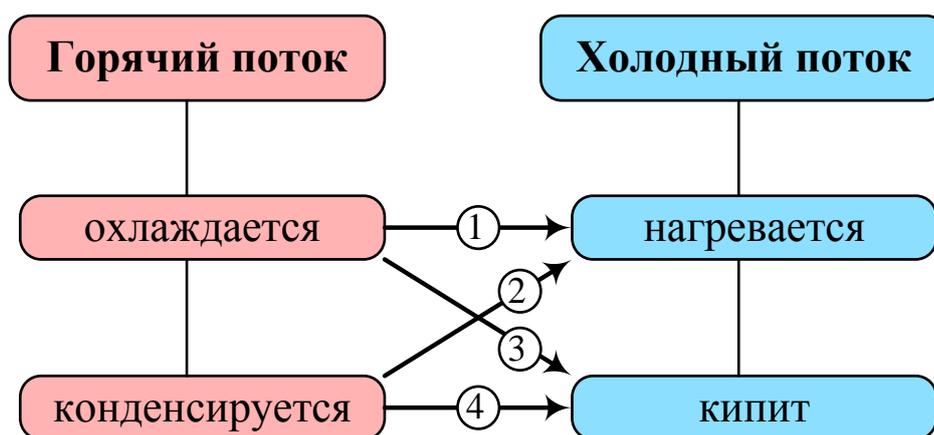


Рис. 1.1. Возможные процессы передачи теплоты

Рассмотрим эти процессы подробнее. При этом будем считать, что все рассматриваемые процессы являются **установившимися**, т. е. параметры теплоносителей в любой произвольно выбранной точке потока не изменяются во времени. Именно такие процессы составляют абсолютное большинство промышленных процессов передачи теплоты.

**1. Горячий поток охлаждается, холодный нагревается.** Это, наверное, самый распространённый процесс – горячий поток охлаждается и передаёт свою теплоту холодному потоку, который нагревается за счёт получаемой теплоты. В этом процессе существенно изменяются температуры обоих потоков.

Если целью процесса ставится **охлаждение** горячего потока, то предназначенные для этого теплообменники называют **холодильниками**. Так, например, перед поступлением в резервуар готового продукта его следует охладить до максимально возможной низкой температуры, чтобы предотвратить потери за счёт испарения через дыхательный клапан резервуара. В качестве холодного потока в этом случае используют воду. Если ставится задача **нагреть** холодный поток, то аппараты называют **подогревателями**. В качестве примера можно привести процесс нагрева сырой нефти на установках первичной переработки нефти (так называемые установки АВТ – атмосферно-вакуумная трубчатка) за счёт теплоты отходящего потока, имеющего высокую температуру. Здесь реализуется **рекуперация**<sup>1</sup> теплоты. Предназначенные для этого теплообменники так и называют – **рекуперативными** подогревателями.

**2. Горячий поток конденсируется, холодный нагревается.** Такой процесс связан с изменением агрегатного состояния горячего потока. Конденсация – это переход вещества из паровой фазы в жидкую. Этот процесс связан с отводом от пара так называемой скрытой теплоты фазового перехода, т. е. теплоты конденсации. Численно удельная теплота конденсации равна удельной теплоте парообразования. Но при кипении теплоту надо подводить к кипящей жидкости, а при конденсации наоборот – отводить от конденсирующегося пара. В жизни мы часто видим кипение жидкости (например, воды в чайнике или кастрюле) и почти никогда не видим конденсацию. Между тем конденсация является неотъемлемой частью ректификации – сложного массообменного процесса разделения гомогенных жидких смесей. Уходящий с верха ректификационной колонны пар конденсируется и частично возвращается в колонну в виде орошения и частично отводится с установки.

В ходе конденсации температура горячего потока может оставаться постоянной, а может понижаться. Если конденсируется чистое вещество, то его температура не меняется и равна температуре

---

<sup>1</sup> Рекуперация – обратное получение; возврат, восполнение, возмещение.

кипения при том давлении, при котором протекает процесс. Например, конденсирующийся при атмосферном давлении пар бензола заходит в аппарат при температуре 80,2 °С. Выходящий из конденсатора жидкий бензол имеет ту же самую температуру (если в аппарате специально не предусмотрено охлаждение жидкой фазы). Часто этот факт вызывает недоумение. Как же так, поток отдаёт теплоту, а его температура остаётся постоянной? Но при этом никого не удивляет, что температура кипящей в кастрюле воды тоже остаётся постоянной. А конденсация, как уже было сказано, – процесс, обратный кипению. Так что ничего удивительного в этом нет.

А вот понижение температуры конденсирующегося пара сложного состава (т. е. смеси двух и более веществ) действительно может вызвать некоторое удивление. Простой пример: в конденсатор при абсолютном давлении 0,15 МПа (1,5 ат) поступает пар состава 50 % масс. бензола и 50 % масс. толуола. Так вот этот пар начнёт конденсироваться при температуре 112 °С, а закончит при температуре 105 °С, т. е. изменение температуры составит 7 градусов. Поэтому при расчётах процессов конденсации пара сложного состава (два компонента и более) приходится находить температуры начала и конца конденсации. Это не столько сложная, сколько хлопотная задача. Решать её лучше с использованием, например, Excel.

Процесс конденсации реализуется также в **паровых подогревателях**. В этом случае горячий поток – это насыщенный водяной пар заданного давления<sup>2</sup>, который конденсируется с выделением большого количества теплоты. Холодный поток – какая-либо жидкость – при этом нагревается. В технологии такой процесс называют нагрев **глухим паром**. Глухим принято называть водяной пар, который передаёт теплоту через стенку, разделяющую потоки. В промышленности

---

<sup>2</sup> В практике теплоснабжения предприятий главным параметром водяного пара является не его температура, а его давление, которое обычно имеет значения 0,2; 0,4; 0,6; 0,8 и 1,0 МПа. Большие значения давления применяются редко из-за значительного удорожания трубопроводов и аппаратов.

также применяется **острый пар** – это пар, который подаётся непосредственно в нагреваемую среду.

**3. Горячий поток охлаждается, холодный кипит.** В ходе такого процесса температура горячего потока понижается, а холодного, как правило, – остаётся постоянной. В промышленности процессы этой группы встречаются довольно редко. Например, иногда надо охладить вещество до температуры значительно более низкой, чем температура окружающей среды. Для этого можно применять аммиачные холодильники. В таких аппаратах при низкой температуре кипит жидкий аммиак, а горячий поток охлаждается (хотя какой он горячий? Он очень холодный! Но так как он по-прежнему отдаёт теплоту, то мы оставляем за ним это название).

**4. Горячий поток конденсируется, холодный кипит.** К этой группе относятся кипятивильники, обогреваемые водяным паром. То есть горячим потоком здесь является водяной пар повышенного давления, а холодным – какая-то кипящая жидкость. Например, требуется испарять толуол (холодный поток) при атмосферном давлении. Его температура кипения 111 °С. В качестве теплоносителя (горячий поток) используется водяной пар с давлением 0,4 МПа, который имеет температуру конденсации 143 °С. В процессе конденсации водяного пара выделяется теплота, которая затрачивается на испарение толуола.

Если же требуется испарять смесь сложного состава, то потребуются определять температуры начала и конца её кипения – задача, аналогичная описанной в пункте 2.

В промышленности кипение организуется или **внутри пучка вертикальных труб** (так называемые вертикальные термосифонные кипятивильники), или **на пучке горизонтальных труб** (горизонтальные испарители с паровым пространством – ребойлеры, рис. 2.13 и 9.2). В обоих случаях происходит испарение не полного объема жидкости, а лишь её части. Для характеристики этой части испарившейся жидкости вводится величина **доли отгона  $e$** , которая показывает, сколько килограммов (киломолей) пара образовалось из одного килограмма

(киломоля) кипящей жидкости. Доля отгона может быть массовой или молярной.

## 2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНСТРУКЦИЯХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Довольно трудно приступать к расчёту теплообменного аппарата, если не представляешь, как он выглядит, как устроен, из каких элементов состоит. Поэтому в этом разделе мы приведём самые основные сведения о том, что представляют собой промышленные теплообменники и какими они бывают.

Во-первых, нередки случаи, когда потоки можно смешивать между собой. Предназначенные для этого аппараты так и называют – **теплообменники смешения**. Они применяются, например, в нефтепереработке для конденсации паров углеводородов путём орошения их водой. В результате такого контакта образуется двухфазная (гетерогенная) смесь, состоящая из двух жидких фаз – углеводородной и водной, которая затем разделяется. В пищевой промышленности для отгонки спирта применяют подачу острого водяного пара непосредственно в бражку. Ведь она состоит более чем на 90 % из воды. Также многие, наверное, видели на территории ТЭЦ огромные конические башни, сверху которых клубится водяной пар. Это **градирни** – аппараты, предназначенные для охлаждения воды. В них сверху поступает горячая вода, а снизу – атмосферный воздух. Часть воды испаряется и уходит в виде пара сверху градирни. Охлаждённая вода собирается в специальную чашу (резервуар), поступает на приём насоса и возвращается в процесс.

Но всё же гораздо чаще применяют так называемые **поверхностные теплообменники** – аппараты, в которых горячий и холодный потоки разделены теплопередающей поверхностью. Самая простая конструкция такого теплообменника – «труба в трубе» (рис. 2.1 и 2.2).

Эта конструкция имеет ряд недостатков, и первый из них – высокая металлоёмкость, т. е. **масса одного квадратного метра теплопередающей поверхности**. Попросту говоря, эти теплообменники слишком дороги и их используют при небольших тепловых нагрузках. Поэтому

следующим шагом в конструировании были кожухотрубчатые теплообменники, самый простой из которых показан на рис. 2.3.

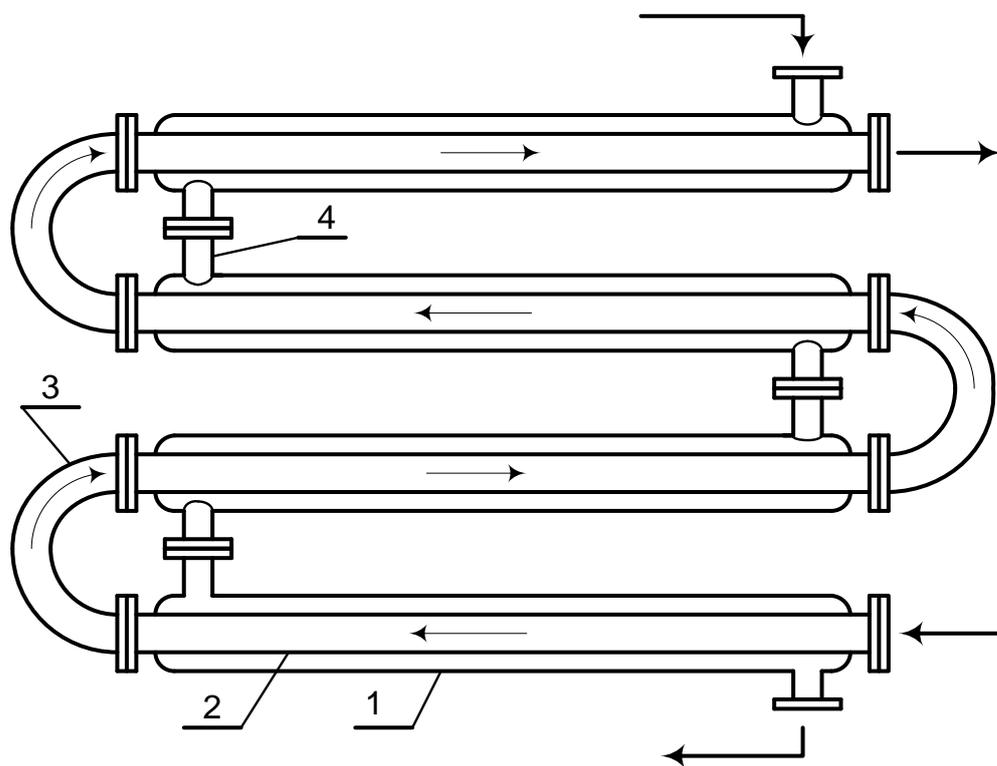


Рис. 2.1. Теплообменник «труба в трубе»:

1 – наружная труба; 2 – внутренняя труба; 3 – соединительные колена («калачи»);  
4 – соединительные патрубки с фланцами



Рис. 2.2. Фотография теплообменника «труба в трубе»<sup>3</sup>

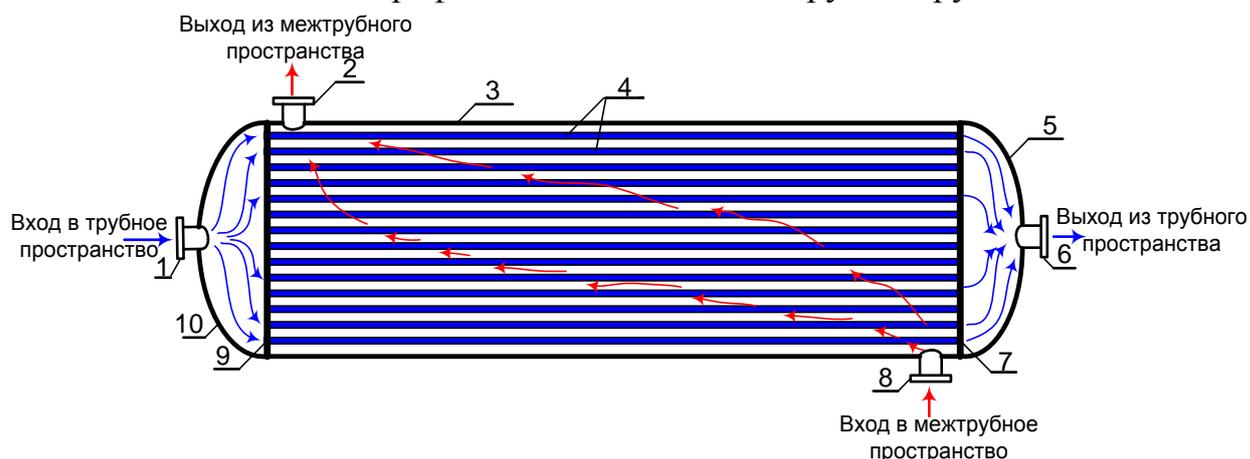


Рис. 2.3. Одноходовой кожухотрубчатый теплообменник:

1, 2, 6, 8 – штуцеры для ввода и вывода потоков; 3 – кожух; 4 – трубы трубного пучка, 5, 10 – крышки; 7, 9 – трубные решётки

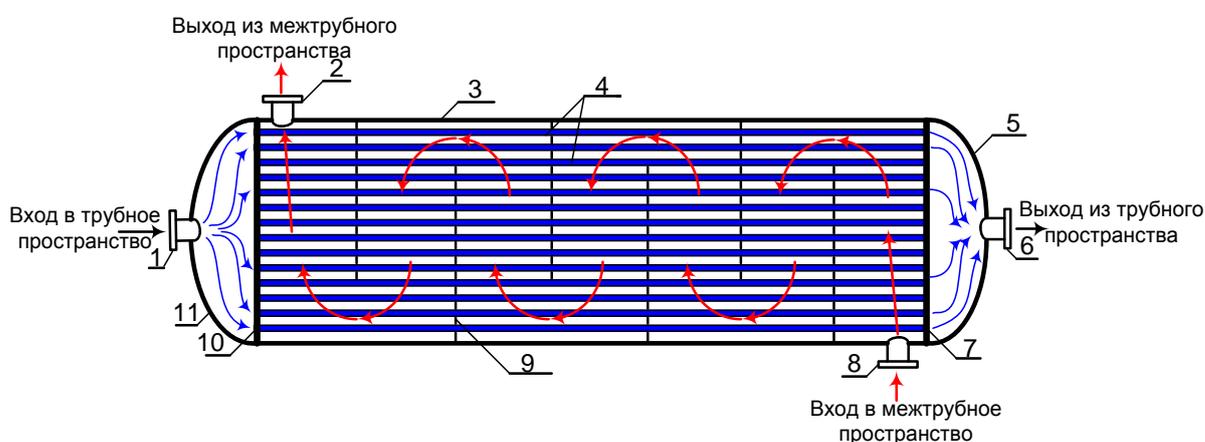


Рис. 2.4. Одноходовой кожухотрубчатый теплообменник

с перегородками в межтрубном пространстве:

1, 2, 6, 8 – штуцеры для ввода и вывода потоков; 3 – кожух; 4 – трубы трубного пучка, 5, 11 – крышки; 7, 10 – трубные решётки, 9 – перегородки в межтрубном пространстве

В кожухотрубчатом теплообменнике один поток проходит по трубам трубного пучка 4 (это так называемое **трубное пространство**). Второй поток омывает эти трубы снаружи, проходя по **межтрубному пространству**. Установлено, что продольное обмывание труб, показанное на рис. 2.3, неэффективно. Лучше, если поток будет омывать трубы под углом, близким к прямому, т. е. перпендикулярно или почти перпендикулярно. Поэтому для интенсификации передачи теплоты в

<sup>3</sup> Фото, представленное на рис. 2.2, взято с сайта <http://vostok-invest.com.ua/index.php?id=6450&show=4nalbum&do=showgall&gid=11390>

межтрубном пространстве устанавливают сегментные перегородки (рис. 2.4). Эти перегородки резко меняют траекторию движения потока, заставляя его двигаться перпендикулярно трубам, что способствует образованию вихрей. А это повышает эффективность теплоотдачи. Высота вырезаемого сегмента равна примерно  $1/3$  диаметра аппарата, а расстояние между перегородками составляет  $0,5$  диаметра кожуха. Так, если диаметр кожуха  $600$  мм, то перегородки ставятся через  $300$  мм, а высота выреза у них –  $200$  мм.

На рис. 2.5 показаны готовые трубные пучки с перегородками до их монтажа в корпус аппарата.



Рис. 2.5. Трубные пучки кожухотрубчатых теплообменников с перегородками в межтрубном пространстве<sup>4</sup>

А теперь представим, что при проектировании нового теплообменника его трубный пучок получается длинным, но при этом очень тонким, например, 20 метров в длину и 0,5 метра в диаметре. Такой теплообменник будет сложно изготовить, транспортировать с завода-изготовителя до предприятия-потребителя, он будет занимать слишком много места на установке. В этом случае трубный пучок целесообразнее как бы «сложить». Так появились двух-, четырёх- и шестиходовые аппараты (рис. 2.6).

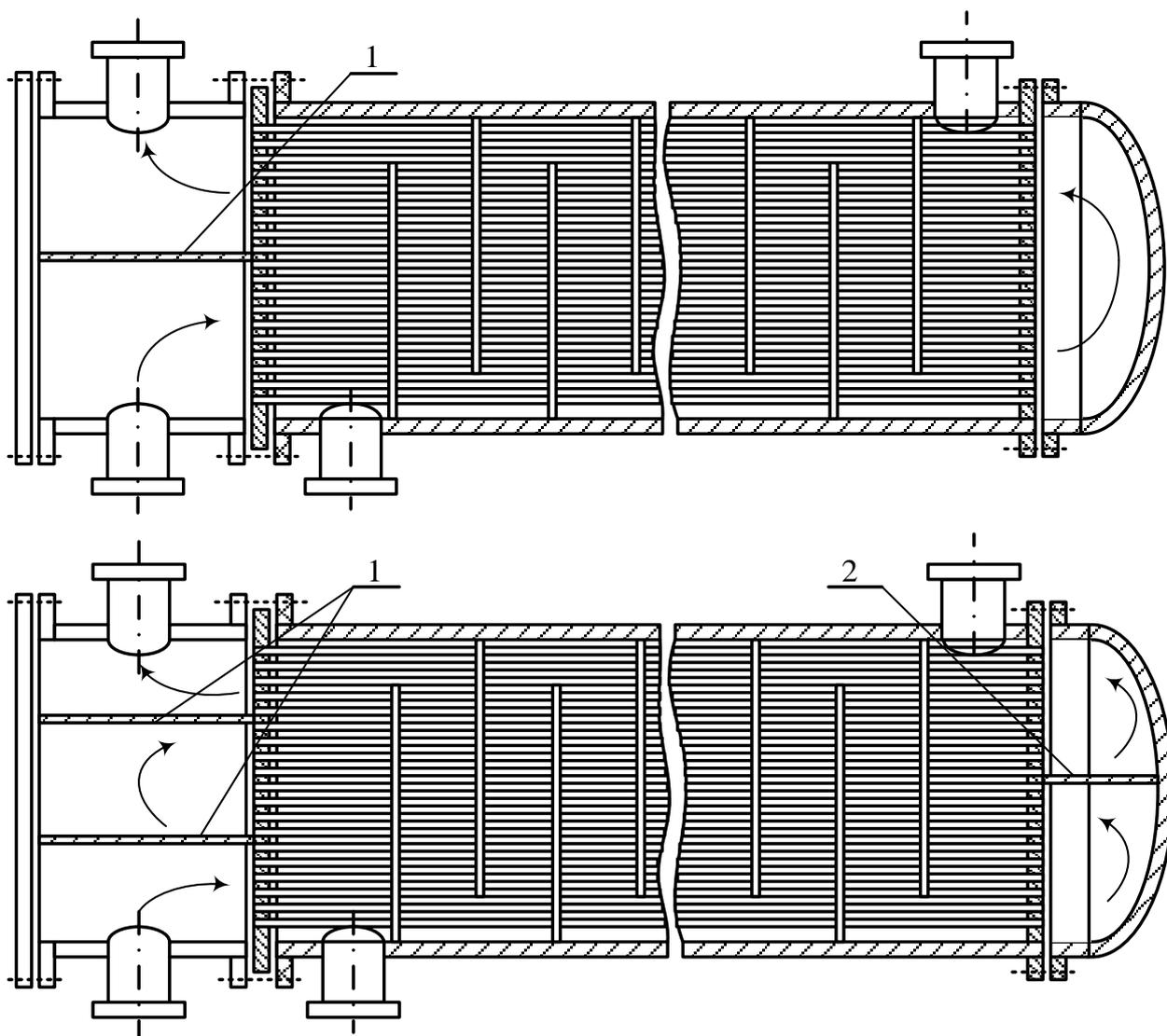
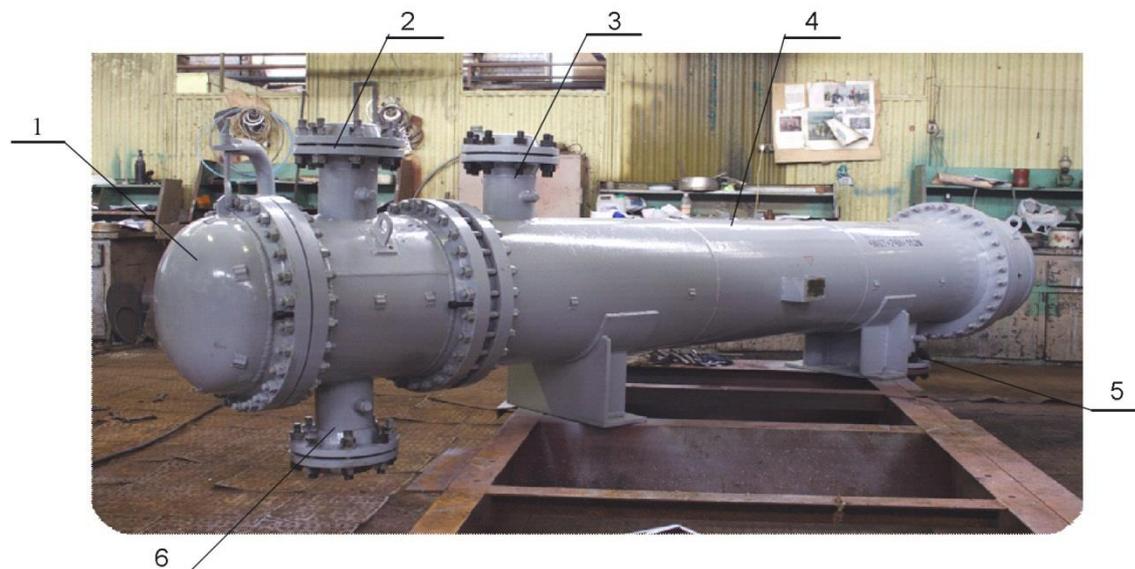


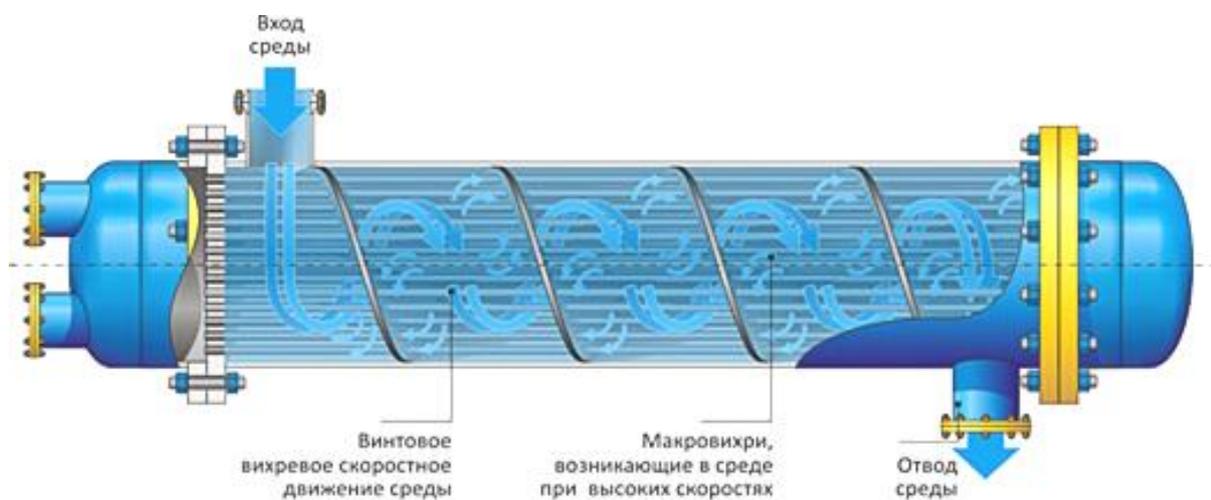
Рис. 2.6. Двух- и четырёхходовые кожухотрубчатые теплообменники:  
1, 2 – перегородки в трубном пространстве

<sup>4</sup> Фото на рис. 2.5 взято с сайта <http://teplobmennik.hydro.by/?page=productview&idproduct=4>

Из рис. 2.6 мы видим, что в трубном пространстве аппаратов появились перегородки, которые заставляют поток, идущий по трубкам, делать два или четыре хода. Теперь посмотрим несколько фотографий теплообменников (рис. 2.7, 2.8 и 2.9).



*Рис. 2.7.* Двухходовой кожухотрубчатый теплообменник:  
 1 – крышка распределительной камеры; 2, 6 – штуцеры трубного пространства;  
 3, 5 – штуцеры межтрубного пространства, 4 – кожух



*Рис. 2.8.* Двухходовой кожухотрубчатый теплообменник с перегородками в межтрубном пространстве

Обратим внимание ещё на одну особенность теплообменных аппаратов. Зимой в сильные морозы нам нравится, когда домашний радиатор отопления очень горячий. И вызывает беспокойство, если батарея чуть тёплая. Говоря инженерным языком, нам желательна большая разность температур между горячим (теплофикационная вода) и

холодным (комнатный воздух) потоками. Несколько иначе обстоит дело с промышленным аппаратом. Если в трубы поступает холодный поток, а в межтрубное пространство – горячий (это типичный случай конденсации пара), то кожух будет удлиняться по сравнению с трубами. Причина известна: тепловое расширение металла<sup>5</sup>. В этом случае возможно нарушение герметичности трубного и межтрубного пространств – трубы может вырвать из трубных решёток. В результате произойдёт смешение горячего и холодного потоков, что совершенно недопустимо.



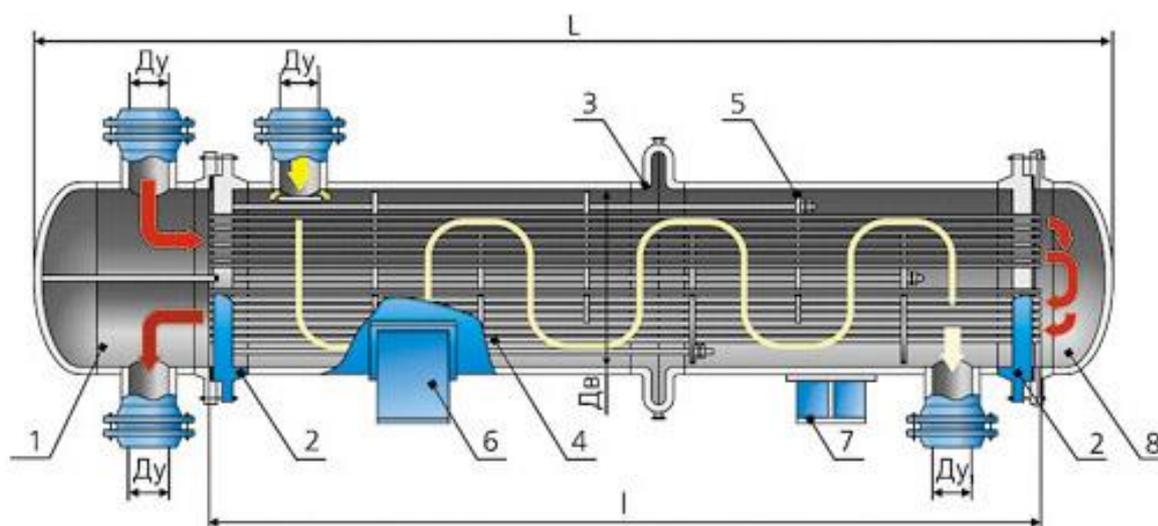
*Рис. 2.9. Фотографии двух- и более ходовых кожухотрубчатых теплообменников*

<sup>5</sup> Известно, что все металлы при нагревании расширяются, а при охлаждении – сжимаются. Степень увеличения или уменьшения первоначального размера металла при изменении температуры на один градус характеризуется **коэффициентом линейного расширения**.

Если же холодный поток подаётся в межтрубное пространство, а горячий в трубы, то за счёт удлинения трубы будут изгибаться. Названное явление называют **температурной деформацией**, **температурной игрой** и т. д. Появляется задача каким-то образом «отвязать» кожух от трубного пучка. Делается это тремя способами:

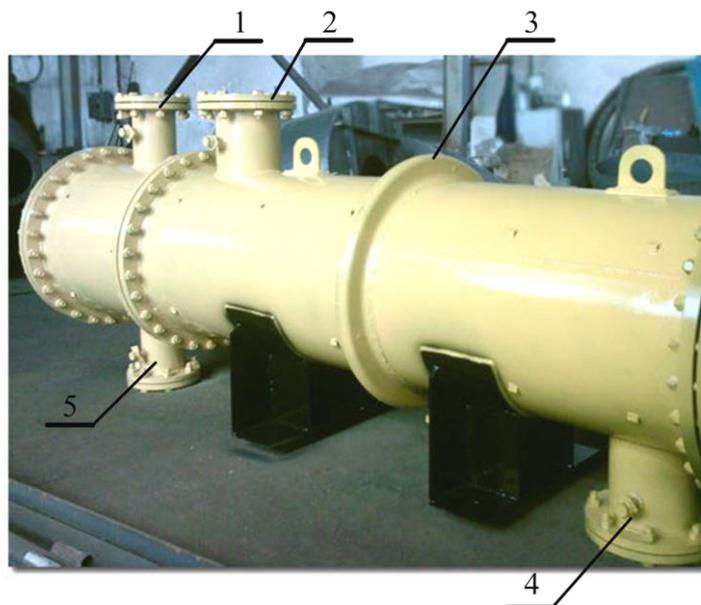
- установка линзовых компенсаторов на кожухе;
- применение плавающей головки;
- использование *U*-образных труб трубного пучка.

В первом случае кожух как бы разрезается, и к нему привариваются так называемые **линзы** (одна или несколько – в зависимости от требуемого удлинения), кожух при этом немного становится похож на гармошку (рис. 2.10 и 2.11).



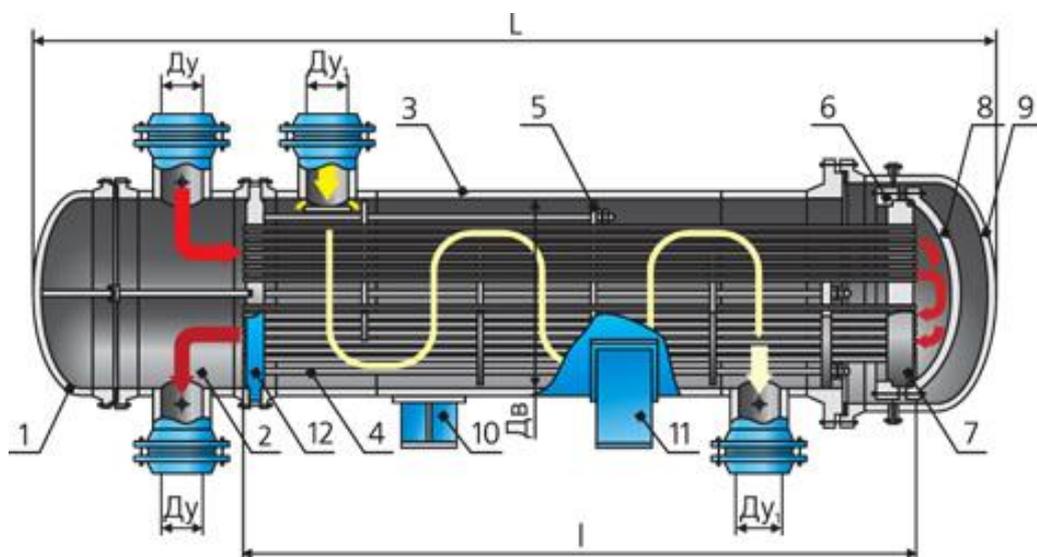
*Рис. 2.10.* Линзовый компенсатор на кожухе:

*1* – распределительная камера; *2* – трубная решётка; *3* – линзовый компенсатор; *4* – трубы; *5* – перегородка; *6* – опора неподвижная; *7* – опора подвижная; *8* – камера



*Рис. 2.11.* Аппарат с линзовым компенсатором на кожухе:  
 1, 5 – штуцера трубного пространства, 2, 4 – штуцера межтрубного пространства,  
 3 – температурный компенсатор

Во втором случае, когда компенсация достигается с помощью плавающей головки, трубный пучок имеет свою **внутреннюю крышку**, которая не связана с кожухом (рис. 2.12).



*Рис. 2.12.* Кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой:  
 1 – крышка кожуха; 2 – распределительная камера; 3 – кожух; 4 – трубы трубного пучка; 5 – перегородка; 6 – полукольцо плавающей головки; 7 – подвижная трубная решётка; 8 – внутренняя крышка плавающей головки; 9 – крышка наружная;  
 10 – опора подвижная; 11 – опора неподвижная

И наконец третий приём подавления температурной деформации – применение *U*-образных труб (рис. 2.13<sup>6</sup>).

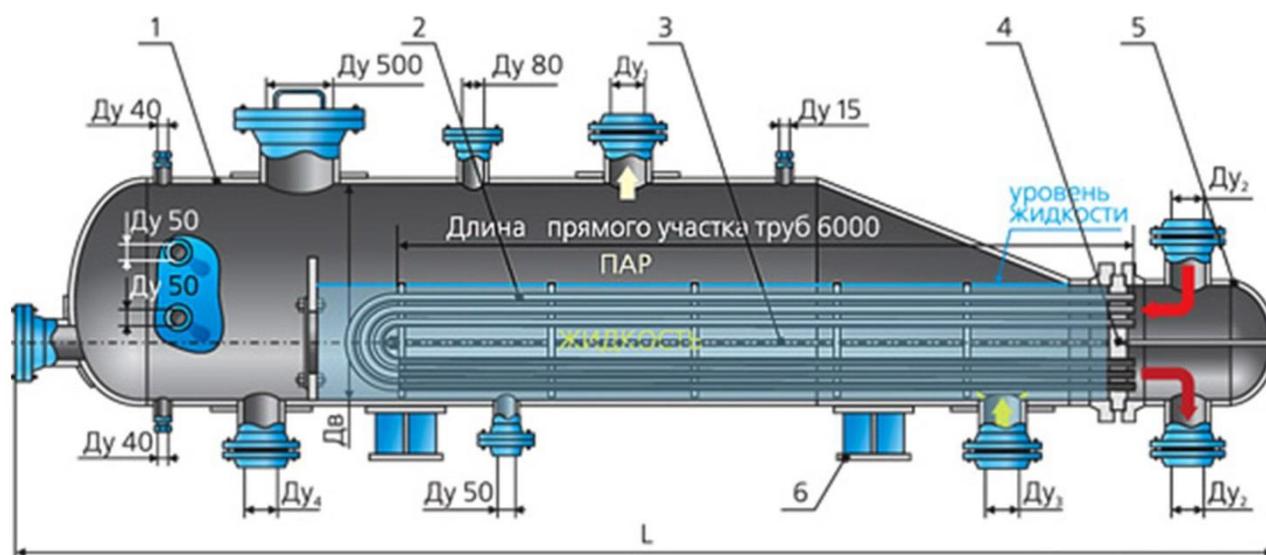


Рис. 2.13. Теплообменник с *U*-образными трубами (ребойлер):

1 – кожух; 2 – трубный пучок из *U*-образных труб; 3 – стяжка; 4 – решётка трубная;  
5 – крышка распределительной камеры; 6 – опора

А вот так выглядит трубный пучок с *U*-образными трубами до его монтажа в кожух аппарата (рис. 2.14).

<sup>6</sup> Рис. 2.8, 2.10, 2.12 и 2.13 взяты с сайта <http://lotus1.ru/>



*Рис. 2.14. Трубный пучок с U-образными трубами*

При использовании в качестве теплоносителя водяного пара технологи столкнулись с весьма неприятным явлением. Какая-то часть пара не успевает сконденсироваться в аппарате и попадает в линию конденсата. Такой пар получил название – **пролётный**.

Появление пролётного пара – очень нежелательное явление. Во-первых, пар как высокоэффективный теплоноситель имеет немалую стоимость. И если даже незначительная его часть не используется, это влияет на экономику производства. Поэтому перед технологами и конструкторами появилась задача разработать устройства, во-первых, отделяющие конденсат от пролётного пара, и, во-вторых, возвращающие

пролётный пар обратно в линию теплоносителя. Для этих целей применяются **конденсатоотводчики**.

**Конденсатоотводчик – это специальная арматура, которая устанавливается на трубопроводах и предназначается для автоматического отвода конденсата.**

Отделение жидкой фазы от пара осуществляется с помощью гидравлического или механического затвора. Конструктивно конденсатоотводчики можно разделить на три группы: механические, термостатические и термодинамические. Выбор того или иного типа определяется поставленными задачами. Но при проектировании теплообменника, в котором будет использоваться водяной пар, необходимо обязательно предусмотреть установку этого устройства. В Интернете имеется множество предложений по выбору конденсатоотводчиков и рекомендации по их расчёту, применению и установке.

Теперь после знакомства с основными конструкциями теплообменных аппаратов можно приступить к их расчёту. Цель расчёта – выбрать из многообразия выпускаемых промышленностью аппаратов (как мы говорим – нормализованных теплообменников) тот, который обеспечит наибольшее значение коэффициента теплопередачи и, следовательно, будет иметь наименьшие поверхность и стоимость.

### 3. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Рассмотрим установившийся процесс передачи теплоты. В ходе такого процесса горячий поток передаёт в единицу времени холодному потоку энергию в форме теплоты  $Q$ . Эта величина называется **тепловым потоком** (**тепловой нагрузкой на аппарат**) и в системе СИ измеряется в  $\frac{\text{Дж}}{\text{с}} = \text{Вт}$ . Так как ватт – величина очень маленькая (обычная лампочка накаливания в настольном светильнике имеет мощность 40 Вт), то на практике используют кратные величины – киловатты (кВт) или мегаватты (МВт). Присвоим горячему потоку индекс 1, а холодному – 2.

**Движущей силой** перехода теплоты от горячего потока к холодному является разность температур  $\Delta t = t_1 - t_2$ . Эта величина может оставаться постоянной, а может изменяться. В последнем случае в расчётах принято использовать **среднюю разность температур**  $\Delta t_{\text{ср}}$ .

Таким образом, можно сказать, что главными характеристиками **процесса** передачи теплоты являются тепловой поток  $Q$  и средняя разность температур  $\Delta t_{\text{ср}}$ .

Главным параметром теплообменного **аппарата** (теплообменника) является площадь поверхности теплопередачи  $F$  (в системе СИ её размерность  $\text{м}^2$ ). Именно эта величина определяет размеры теплообменника и, следовательно, его стоимость.

Связь между названными величинами устанавливает **основное уравнение теплопередачи**:

$$Q = KF\Delta t_{\text{ср}}. \quad (3.1)$$

В этом уравнении появилась новая величина –  $K$ , которую называют **коэффициентом теплопередачи**. Нетрудно убедиться, что размерность коэффициента теплопередачи  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Если величины  $Q$  и  $\Delta t_{\text{ср}}$  относятся к процессу передачи теплоты, а поверхность  $F$  – к аппарату, то возникает закономерный вопрос: к чему относится коэффициент теплопередачи  $K$  – к процессу или к аппарату? Ни к тому,

ни к другому! Коэффициент теплопередачи появляется в момент подключения аппарата к процессу. Можно сказать, что коэффициент теплопередачи  $K$  показывает, насколько хорошо (или плохо!) соответствует выбранный к установке теплообменник заданному процессу, т. е. насколько эффективно (или наоборот – неэффективно) он будет работать. Следовательно, найти величину  $K$  можно **только после выбора аппарата**.

Из размерности коэффициента  $K$  видно, что его значение показывает, какая тепловая мощность (Вт) передаётся через  $1 \text{ м}^2$  поверхности теплопередачи при средней разности температур между потоками  $\Delta t_{\text{ср}}$ , равной 1.

Простой бытовой пример, иллюстрирующий влияние коэффициента теплопередачи на процесс теплообмена. Зимой в квартире холодно. Это означает, что в помещение поступает мало теплоты  $Q$ . Увеличить эту величину можно тремя способами. Во-первых, можно потребовать от управляющей жилищной компании увеличить температуру теплофикационной воды, т. е. увеличить значение  $\Delta t_{\text{ср}}$ . Но, скорее всего, такой путь к успеху не приведёт – компания подаёт в дом такую воду, которая поступает из котельной. Второй путь – увеличить поверхность теплопередачи  $F$ , т. е. поместить в квартире дополнительные тяжёлые чугунные радиаторы. В принципе, это нормальное решение проблемы – в квартире обязательно станет теплее. Но есть третий путь – отказаться от старых ржавых чугунных радиаторов и купить современные лёгкие, красивые, компактные радиаторы отопления. Их принципиальное отличие от старых в том, что они имеют высокий коэффициент теплопередачи  $K$ . В квартире сразу станет не только теплее, но и значительно уютнее. Хотя совершенно ясно, что этот путь сопряжён со значительными финансовыми затратами.

Раз теплообменник выбирается в первую очередь по величине площади поверхности  $F$ , то из основного уравнения теплопередачи (3.1) получаем формулу для её расчёта:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}}. \quad (3.2)$$

Совершенно естественно желание принять к установке теплообменник с возможно меньшей поверхностью теплопередачи  $F$ . Ведь он будет меньше стоить, так как масса его будет тоже меньше. А стоимость аппарата в первую очередь определяется стоимостью затраченного на его изготовление металла. Из соотношения (3.2) видно, что добиться уменьшения площади  $F$  можно, увеличивая как среднюю разность температур  $\Delta t_{\text{cp}}$ , так и коэффициент теплопередачи  $K$  (изменить тепловую мощность нельзя, она определена расходом потока и его температурой). Но существенно повлиять на среднюю движущую силу практически трудно, ведь её величина определяется значениями четырёх температур (конечная и начальная температуры горячего потока и начальная и конечная температуры холодного потока). Следовательно, единственным рычагом для уменьшения  $F$  является коэффициент теплопередачи. И вот тут поле для манёвра оказывается весьма широким.

Итак, для нахождения численного значения поверхности теплопередачи надо найти всего три величины:

- 1) тепловую нагрузку  $Q$ ;
- 2) среднюю разность температур  $\Delta t_{\text{cp}}$ ;
- 3) коэффициент теплопередачи  $K$ .

Первые две величины находятся относительно просто. А вот нахождение коэффициента  $K$  является довольно сложной задачей. Перейдём к подробному рассмотрению определения тепловой нагрузки  $Q$ , средней разности температур  $\Delta t_{\text{cp}}$  и коэффициента теплопередачи  $K$ .

## 4. ТЕПЛОВАЯ НАГРУЗКА И ЕЁ РАСЧЁТ

В исходных данных на проектирование теплообменника обязательно должны быть указаны следующие величины:

- 1) расход хотя бы одного из потоков (горячего или холодного) и его состав;
- 2) начальная и конечная температуры потока, для которого указан расход;
- 3) состав второго потока;
- 4) хотя бы одна температура второго потока (не обязательно – сами примем).

Выше (гл. 1) мы рассмотрели четыре возможных случая теплообмена. Для каждого из этих случаев будет своё уравнение теплового баланса.

### 1. Горячий поток охлаждается, холодный нагревается.

Для этого случая уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q = G_1 c_1 (t_{1н} - t_{1к}) = G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н}), \quad (4.1)$$

где  $c_1$  и  $c_2$  – удельные теплоёмкости веществ горячего и холодного потоков,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ , для чистых веществ они находятся по справочнику (приложения 4 и 8), а для смесей – рассчитываются по правилу аддитивности<sup>7</sup>. Более подробно нахождение свойств смесей будет рассмотрено в главе 8 и в примерах расчёта 10–15.

Уравнение (4.1) применимо не только для нахождения тепловой нагрузки аппарата  $Q$ , но и для расчёта тех величин, которые в нём присутствуют, но неизвестны. Простой пример: *требуется охладить бензол от температуры 80 °С до температуры 40 °С. В качестве хладагента используется вода с начальной температурой 20 °С.* Так

---

<sup>7</sup> Аддитивность – свойство величин по отношению к сложению, состоящее в том, что значение величины, соответствующее целому объекту, равно сумме значений величин, соответствующих его частям, в некотором классе возможных разбиений объекта на части. В физике аддитивность величины имеет место, когда величина чего-то равна сумме величин составных частей. Также такие величины называются экстенсивными, в отличие от интенсивных [<http://ru.wikipedia.org/wiki/Аддитивность>].

вот, с помощью уравнения (4.1) мы находим не только тепловой поток  $Q$ , но и расход охлаждающей воды  $G_2$ . Для этого необходимо задать температуру воды на выходе из аппарата. Обычно эту температуру принимают не выше  $45\text{ }^\circ\text{C}$ . Такое значение определяется тем, что при повышении температуры выше  $45\text{ }^\circ\text{C}$  из неё начинают выпадать соли жёсткости. Загляните в свой чайник, наверняка он покрыт слоем этих солей. Но чайник можно почистить или, в конце концов, купить новый. Теплообменник же чистить очень сложно, а покупать новый просто дорого. Поэтому лучше воду не перегревать. Итак, задав температуру воды на выходе  $t_{2к} = 40\text{ }^\circ\text{C}$ , мы можем из уравнения (4.1) определить требуемый расход охлаждающей воды  $G_2$ .

**2. Горячий поток конденсируется, холодный нагревается.** Этот случай применим к конденсаторам. Уравнение теплового баланса выглядит так:

$$Q = G_1 r_1 = G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н}), \quad (4.2)$$

где  $r_1$  – удельная теплота конденсации поступающего в аппарат пара,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$ . Для чистого вещества эта величина находится по справочнику (приложение 6 или, если конденсируется водяной пар, приложение 9), а для смесей – по правилу аддитивности. Формулы для расчёта приведены в главе 8.

Как и для первого случая, из этого уравнения определяется не только тепловая нагрузка на аппарат  $Q$ , но и необходимый для этого расход воды  $G_2$  (или другого хладагента).

**3. Горячий поток охлаждается, холодный кипит.** Уравнение для этого процесса имеет вид:

$$Q = G_1 c_1 (t_{1н} - t_{1к}) = G_2 r_2. \quad (4.3)$$

**4. Горячий поток конденсируется, холодный кипит.** Тепловой баланс для такого процесса записывается в виде:

$$Q = G_1 r_1 = G_2 r_2. \quad (4.4)$$

Как пользоваться уравнениями (4.1)–(4.4) показано в примерах, приведённых ниже, а также в главах 10–15.

Итак, мы видим, что расчёт тепловой нагрузки на аппарат  $Q$  не представляет особых трудностей. Для этого надо иметь исходные данные и справочник по теплофизическим свойствам компонентов.

## ПРИМЕРЫ

**Пример 4.1.** На кухне установлен проточный водонагреватель мощностью 3,5 кВт. Хозяйка установила расход воды 2,5 л/мин. На сколько градусов нагреется вода? КПД нагревателя считать равным 100 %. Свойства воды взять при 20 °С.

Решение. Для нахождения разности температур воды на входе в проточный водонагреватель и выходе из него воспользуемся уравнением (4.1). Величина  $Q$  нам известна. Массовый расход воды  $G_2$  найдём из известного соотношения массового и объёмного расходов:

$$G_2 = V_2 \rho_2 = \frac{2,5 \cdot 998}{1000 \cdot 60} = 0,042 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

где 998 – плотность воды при 20 °С (приложение 8), кг/м<sup>3</sup>, 1000 – число литров в кубическом метре, 60 – число секунд в минуте.

Тогда из уравнения (4.1) получаем<sup>8</sup>:

$$\Delta t = t_{2\text{к}} - t_{2\text{н}} = \frac{Q}{G_2 c_2} = \frac{3500}{0,042 \cdot 4180} = 19,9 \approx 20 \text{ } ^\circ\text{С},$$

где 4180 – удельная теплоёмкость воды при 20 °С (приложение 8), Дж/(кг×К).

Ответ: вода нагреется на 20 °С.

---

<sup>8</sup> Ничто так не мешает, как погоня за излишней точностью. В технологических расчётах здесь и далее мы будем округлять температуру до целого значения. Десятые доли градуса мы обычно учитываем, только когда плохо себя чувствуем, и измеряем температуру своего тела.

**Пример 4.2.** Требуется охлаждать 40 т/час толуола от температуры кипения при атмосферном давлении до 50 °С. Охлаждающая вода нагревается от 20 °С до 40 °С. Определить тепловую нагрузку на аппарат  $Q$  и требуемый расход воды на охлаждение толуола (в м<sup>3</sup>/час).

Решение. Горячий поток охлаждается, холодный нагревается. Тепловую нагрузку на аппарат и расход воды можно найти только из уравнения теплового баланса (4.1).

1. По справочнику (приложение 1) находим температуру кипения толуола при атмосферном давлении. Она равна 111 °С.

2. Для расчёта по уравнению (4.1) нужно знать средние температуры потоков. Далее, в главе 5 в примере 5.1, будет показано, как это сделать с соблюдением всех требований. Пока же поступим так – возьмём просто средние температуры толуола и воды.

Средняя температура толуола:

$$t_{1\text{cp}} = \frac{t_{1\text{н}} + t_{1\text{к}}}{2} = \frac{111 + 50}{2} = 80,5^{\circ}\text{C} \approx 80^{\circ}\text{C}.$$

Средняя температура воды:

$$t_{2\text{cp}} = \frac{t_{2\text{н}} + t_{2\text{к}}}{2} = \frac{20 + 40}{2} = 30^{\circ}\text{C}.$$

3. Для средних температур толуола и воды по приложениям 4 и 8 находим значения удельных теплоёмкостей:

$$c_1 = 1982 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}; \quad c_2 = 4180 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

4. По уравнению (4.1) находим тепловую нагрузку на аппарат:

$$Q = G_1 c_1 (t_{1\text{н}} - t_{1\text{к}}) = \frac{40 \cdot 1000}{3600} \cdot 1982 \cdot (111 - 50) = 1343356 \text{ Вт}.$$

5. Массовый расход воды для съёма этой теплоты составит

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_{2\text{к}} - t_{2\text{н}})} = \frac{1343356}{4180 \cdot (40 - 20)} = 16,1 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

6. Объёмный расход воды находим с учётом значения её плотности, взятой из приложения 8 (расчёты выполнялись на калькуляторе непрерывно)

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{16,1}{996} = 0,016 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 58,2 \frac{\text{м}^3}{\text{час}}.$$

Ответ: тепловая нагрузка на аппарат составит 1343356 Вт, требуемый расход воды для снятия этой нагрузки 58,2 м<sup>3</sup>/час.

**Пример 4.3.** Необходимо подогреть 30 т/час этанола от 40 °С до температуры кипения при атмосферном давлении. В качестве теплоносителя используется конденсат водяного пара давлением 3 ат (абс). Расход конденсата 20 т/час. Определить тепловую нагрузку на аппарат и конечную температуру парового конденсата на выходе.

Решение. Горячий поток охлаждается, холодный нагревается. Величину тепловой нагрузки  $Q$  и конечную температуру горячего потока (конденсата водяного пара) найдём из уравнения теплового баланса (4.1).

1. По таблице свойств насыщенного водяного пара (приложение 9) находим температуру конденсации водяного пара при абсолютном давлении 3 ат и, следовательно, температуру образовавшегося конденсата (горячей воды):

$$t_{1н} = 132,9 \approx 133^0 \text{С}.$$

2. Температура кипения этилового спирта при атмосферном давлении, согласно справочнику (приложение 1), составляет

$$t_{2к} = 78,3 \approx 78^0 \text{С}.$$

3. По справочнику (приложение 4) удельная теплоёмкость этанола при его примерной средней температуре 60 °С составляет

$$c_2 = 2967 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

4. Составляем тепловой баланс и определяем тепловую нагрузку на аппарат  $Q$  (без учёта потерь теплоты в окружающую среду),

используя данные для потока этилового спирта – второго по нашей классификации:

$$\begin{aligned} Q &= G_1 c_1 (t_{1н} - t_{1к}) = G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н}) = \\ &= \frac{30 \cdot 1000}{3600} \cdot 2967 \cdot (78 - 40) = 939550 \text{ Вт} \end{aligned}$$

5. Для нахождения конечной температуры конденсата водяного пара на выходе из теплообменника нам потребуется значение его удельной теплоёмкости. Допустим, что средняя температура конденсата составит 110 °С. Для этой температуры (приложение 8):

$$c_1 = 4230 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

6. Конечная температура конденсата составит

$$t_{1к} = t_{1н} - \frac{Q}{G_1 c_1} = 133 - \frac{939550}{\frac{20000}{3600} \cdot 4230} = 93^\circ \text{С}.$$

Ответ: тепловая нагрузка на аппарат составит 939550 Вт, конечная температура конденсата на выходе составит 93 °С.

**Пример 4.4.** Требуется испарять этиловый спирт в количестве 15 т/час. Этанол в кипятильник подаётся при температуре кипения при атмосферном давлении. В качестве теплоносителя используется насыщенный водяной пар (НВП) с абсолютным давлением 4 ат. Определить тепловую нагрузку на аппарат, массовый расход водяного пара и стоимость работы кипятильника в час, сутки, месяц и год при условии, что теплоноситель приобретается у сторонней организации по цене 1000 руб. за гигакалорию.

Решение. Горячий поток конденсируется, холодный кипит. Величину тепловой нагрузки на кипятильник, а значит, и стоимость необходимого насыщенного водяного пара находим по уравнению теплового

баланса (4.4). При этом следует помнить, что рассчитанная величина  $Q$  будет отличаться от фактической за счёт потерь теплоты в окружающую среду. Обычно величину этих потерь принимают равной 5 %.

1. Для того чтобы выполнить расчёты, нужно знать удельную теплоту испарения (парообразования) этанола при температуре кипения. Поэтому сначала по справочнику (приложение 1) находим температуру кипения этилового спирта. Она равна:

$$t_{2н} = t_{2к} = 78^{\circ}C.$$

2. По приложению 6 находим удельную теплоту парообразования спирта при  $80^{\circ}C$ :

$$r_2 = 851 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

3. Тепловая нагрузка на аппарат без учёта потерь теплоты в окружающую среду:

$$Q = G_2 r_2 = \frac{15 \cdot 1000}{3600} \cdot 851 = 3546 \frac{\text{кДж}}{\text{с}} = 3546 \text{ кВт}.$$

4. Удельная теплота конденсации НВП, имеющего давление 4 ат, согласно приложению 9, равна:

$$r_1 = 2141 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

5. Расход водяного пара без учёта потерь теплоты в окружающую среду:

$$G_1 = \frac{Q}{r_1} = \frac{3546}{2141} = 1,7 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

6. Теперь рассчитаем, во сколько нам обойдётся эксплуатация этого кипятильника. В пункте 3 мы нашли требуемую тепловую мощность 3546 кВт, т.е. каждую секунду нужно подводить 3546 кДж теплоты. Переведём в калории: 1 кал – это 4,18 Дж. Следовательно, каждую секунду нужно подводить 848,3 ккал. В час это составит 3053880 ккал, или 3,05 Гкал. За которые придётся заплатить 3050 руб. В сутки плата составит 73200 руб. В месяц 2196000 руб. А в год

26352000 руб. Впечатляет? И это без учёта потерь теплоты в окружающую среду. Вот поэтому наши предприятия нефтепереработки и нефтехимии давно перешли на собственную генерацию НВП.

Ответ: тепловая нагрузка на теплообменник равна 3546 кВт, массовый расход водяного пара 1,7 кг/с, стоимость работы аппарата:

- в час 3050 руб.;
- в сутки 73 200 руб.;
- в месяц 2 196 000 руб.;
- в год 26 352 000 руб.

**Пример 4.5.** Требуется при атмосферном давлении конденсировать 30 т/час бензола. В качестве хладагента используется обратная вода, которая нагревается от 20 °С до 45 °С. Определить тепловую нагрузку на аппарат и часовой объёмный расход воды, который потребуется для реализации процесса.

Решение. Горячий поток конденсируется, холодный нагревается. Для этого случая применимо уравнение (4.2).

1. По приложению 1 находим температуру конденсации (кипения) бензола:

$$t_{1н} = t_{1к} = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

2. При этой температуре удельная теплота конденсации бензола составляет (приложение б):

$$r_1 = 395 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

3. Тепловая нагрузка на аппарат, согласно второму уравнению теплового баланса, составляет

$$Q = G_1 r_1 = G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н}) = \frac{30 \cdot 1000}{3600} \cdot 395 = 3292 \text{ кВт}.$$

4. Удельная теплоёмкость воды при её средней температуре примерно 30 °С равна (это число любой уважающий себя специалист должен помнить!):

$$c_2 = 4,18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

5. Массовый расход охлаждающей воды (здесь можно не переходить в систему СИ и оставить кВт и кДж, но помним об этом!):

$$G_2 = \frac{Q}{c_2(t_{2к} - t_{2н})} = \frac{3292}{4,18 \cdot (45 - 20)} = 31,5 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

6. Объёмный расход охлаждающей воды с учётом её плотности при 30 °С (приложение 8):

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{31,5}{996} = 0,032 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 115,2 \frac{\text{м}^3}{\text{час}}.$$

Ответ: тепловая нагрузка на теплообменник составит 3292 кВт, объёмный расход воды на конденсацию бензола 115,2 м<sup>3</sup>/час.

### КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

1. На кухне установлен проточный водонагреватель мощностью 3,8 кВт. Хозяйка установила такой расход воды, что её температура достигла значения 40 °С. Определить объёмный расход воды, если начальная температура воды на входе в водонагреватель была равна 19 °С. КПД нагревателя считать равным 100 %.

2. Требуется охладить 58 т/час метанола от температуры кипения при атмосферном давлении до 45 °С. Определить часовой объёмный расход воды на проведение процесса, если она нагревается в холодильнике на 20 °С.

3. Для подогрева 80 т/час бензола от 40 °С до температуры кипения при атмосферном давлении предполагается использовать теплоту отходящего потока толуола с начальной температурой 111 °С. Массовый расход толуола 100 т/час. Определить конечную температуру толуола на выходе из аппарата.

4. Требуется испарять при атмосферном давлении 57 т/час метанола, который поступает в кипятильник при температуре кипения. В качестве теплоносителя используется насыщенный водяной пар с абсолютным давлением 3 ат. Определить тепловую нагрузку на кипятильник и часовой массовый расход НВП.

5. Рассчитайте стоимость нагрева в электрическом чайнике двух литров воды от 20 °С до 100 °С. Для расчёта принять действующий на данный момент тариф на электроэнергию. КПД электрочайника считать равным 100 %.

## 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕЙ РАЗНОСТИ ТЕМПЕРАТУР

В некоторых процессах передачи теплоты температуры горячего и холодного потоков могут оставаться постоянными. Типичный пример – конденсация насыщенного водяного пара, который отдаёт теплоту кипящей жидкости. И конденсирующийся водяной пар, и кипящая жидкость не меняют свою температуру в ходе процесса. В этом случае рассчитать движущую силу процесса не представляет труда – достаточно от температуры горячего потока вычесть температуру холодного. Например, с наружной стороны трубного пучка конденсируется пар, имеющий температуру  $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а внутри труб трубного пучка кипит бензол при температуре  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В этом случае расчёт средней разности температур очень прост:  $\Delta t_{\text{cp}} = 120 - 90 = 30^{\circ}\text{C}$ .

Однако такой процесс в технологической практике встречается нечасто. В большинстве случаев изменяются температуры обоих потоков. Поэтому определение средней разности температур связано с некоторыми сложностями.

Холодный и горячий потоки можно направить так, что они будут двигаться вдоль разделяющей их стенки в одном направлении – такой способ организации теплообмена называется **прямоток**. А можно направить их с противоположных концов аппарата, тогда это будет **противоток**. Сказанное иллюстрирует рис. 5.1.

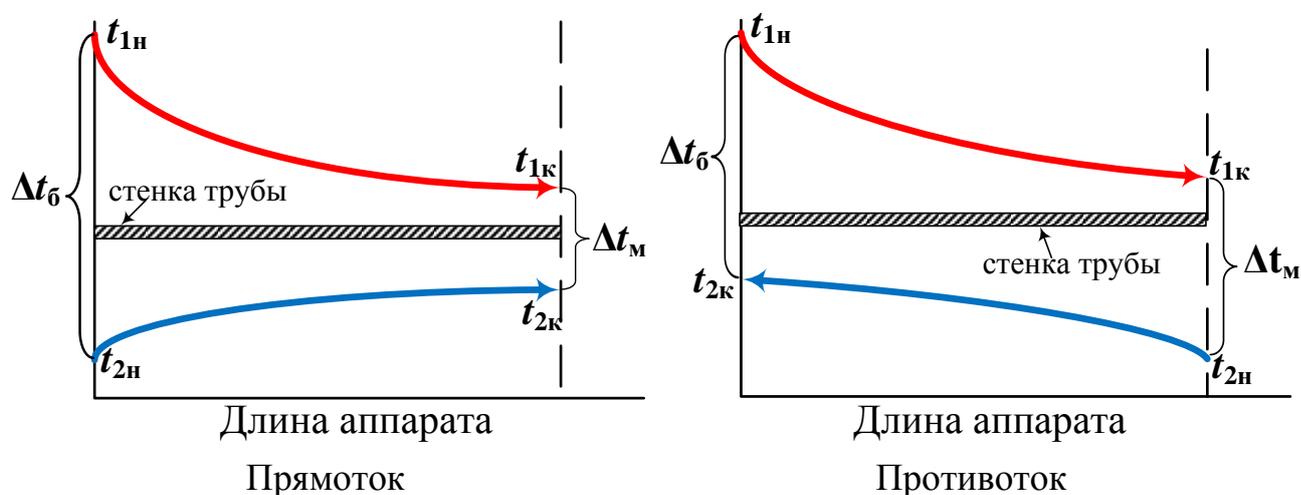


Рис. 5.1. Схемы движения теплоносителей

На концах аппарата в обоих случаях появляется две разности температур: одна имеет большее значение, её так и называют – бóльшая разность и обозначают  $\Delta t_{\text{б}}$ , а вторая – меньшая, её обозначают  $\Delta t_{\text{м}}$ . Найти их просто, это также показано на рис. 5.1.

Если бы температуры потоков менялись линейно, по прямой, то расчёт средней разности температур не представлял бы сложности – достаточно найти среднее арифметическое значение между большей и меньшей разностями. Но температуры меняются нелинейно. Поэтому для расчётов используют более сложную формулу:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}}. \quad (5.1)$$

Можно доказать, что если температуры обоих потоков меняются, то противоток даёт **большее значение средней разности температур**  $\Delta t_{\text{ср}}$  по сравнению с прямотоком. А так как в формуле (3.2) значение средней разности температур стоит в знаменателе, то, следовательно, чем больше  $\Delta t_{\text{ср}}$ , тем меньшая площадь поверхности теплопередачи требуется и тем меньше будет стоить аппарат. Следовательно, противоток является более предпочтительным способом организации теплообмена. Но если температура хотя бы одного потока остаётся постоянной, то значения средней разности температур для прямотока и противотока получаются одинаковыми.

На практике «чистый» прямоток и «чистый» противоток встречаются довольно редко. Если ещё раз посмотреть на рисунки теплообменников, приведённые в главе 2, видно, что получается что-то среднее между прямотоком и противотоком. Например, в двухходовых и более теплообменниках без перегородок в межтрубном пространстве способ организации теплообмена получил название **смешанный ток**. А в теплообменниках с перегородками в межтрубном пространстве – **перекрёстный ток**. Понятно, что движущая сила для этих способов **будет больше, чем для «чистого» прямотока, но меньше, чем для «чистого» противотока**. В литературе [1, с. 169–170] приведены способы

расчёта  $\Delta t_{\text{ср}}$  для этих видов движения теплоносителей, связанные с довольно значительными затратами времени. Однако в инженерных расчётах вполне достаточно определить среднюю разность температур для прямотока и противотока и взять среднее значение:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{прот}} + \Delta t_{\text{прям}}}{2}, \quad (5.2)$$

где  $\Delta t_{\text{ср}}$  – средняя разность температур для перекрёстного или смешанного токов,  $\Delta t_{\text{прот}}$  – средняя разность температур для противотока,  $\Delta t_{\text{прям}}$  – средняя разность температур для прямотока.

Для дальнейших расчётов нам потребуются теплофизические свойства веществ, участвующих в процессе. А эти свойства зависят от температуры. Поэтому нужно уметь определять средние температуры горячего  $t_{1\text{ср}}$  и холодного  $t_{2\text{ср}}$  потоков. Сделать это очень просто, помня, что разность между этими температурами – это и есть средняя разность температур  $\Delta t_{\text{ср}}$ :

$$\Delta t_{\text{ср}} = t_{1\text{ср}} - t_{2\text{ср}}. \quad (5.3)$$

Как правило, один из потоков меняет свою температуру на меньшее число градусов. Для этого потока его среднюю температуру принято находить как среднее арифметическое. А для второго потока, который меняет температуру на большее число градусов, среднюю температуру вычисляют по формуле (5.3).

Примеры расчёта средней разности температур показаны в конце этой главы, а также в главах 10–15.

Напомним, что наша цель – определить требуемую поверхность теплопередачи  $F$  по уравнению (3.2). Особой точностью этот расчёт не отличается. Ведь нам всё равно придётся выбирать не тот аппарат, поверхность которого получилась, а тот, который выпускается промышленностью. Можно привести образное сравнение: одежда, купленная в магазине, будет сидеть совсем не так, как сшитая по индивидуальному заказу в хорошем ателье. Но и стоимость её будет при этом отличаться значительно.

Кроме того, какой смысл стремиться к особой точности определения тепловой нагрузки  $Q$  или средней разности температур  $\Delta t_{\text{ср}}$ , если значение коэффициента теплопередачи  $K$  находится с очень большой погрешностью. Об этом мы поговорим в следующем разделе. Поэтому для инженерных расчётов, когда мы имеем дело со смешанным или перекрёстным током, вполне достаточно воспользоваться формулой (5.2).

Система СИ требует измерения температур только в градусах шкалы Кельвина. Многие студенты, запомнив это, после расчёта средней разности температур  $\Delta t_{\text{ср}}$  зачем-то делают перевод из градусов Цельсия в градусы Кельвина. Глупо. Не надо этого делать. Мы рассчитываем **разность** температур. А она, эта разность, будет одинаковой что в цельсиях, что в кельвинах. После выполнения расчёта можно указать результат в обеих шкалах. Как это показано в примерах.

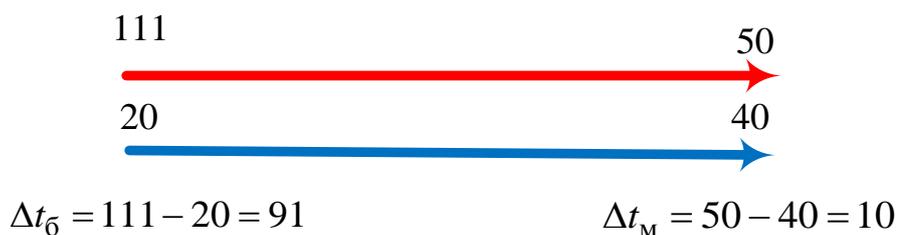
### ПРИМЕРЫ

**Пример 5.1.** Требуется охлаждать толуол от температуры кипения при атмосферном давлении до  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Обратная вода нагревается от  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Определить среднюю разность температур для прямотока и противотока.

Решение. Для расчёта необходимо знать четыре температуры: горячего – на входе и выходе и холодного – тоже на входе в аппарат и на выходе из него.

1. По справочнику (приложение 1) находим температуру кипения толуола при атмосферном давлении. Она равна  $111\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

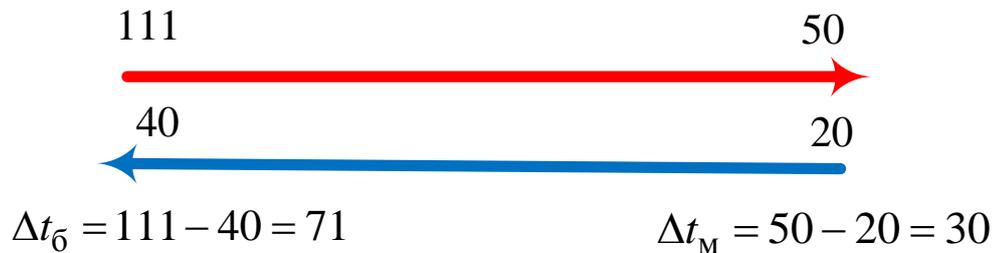
2. Организуем прямоток и показываем стрелки с температурами на входе и выходе



Средняя разность температур при прямотоке будет равна:

$$\Delta t_{\text{ср. прям.}} = \frac{\Delta t_{\text{Г}} - \Delta t_{\text{М}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{Г}}}{\Delta t_{\text{М}}}} = \frac{91 - 10}{\ln \frac{91}{10}} \approx 37^{\circ} \text{C} = 37 \text{ K}.$$

3. Организуем противоточную схему теплообмена



$$\Delta t_{\text{ср. прот.}} = \frac{\Delta t_{\text{Г}} - \Delta t_{\text{М}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{Г}}}{\Delta t_{\text{М}}}} = \frac{71 - 30}{\ln \frac{71}{30}} \approx 48^{\circ} \text{C} = 48 \text{ K}.$$

Ответ: средняя разность температур при прямотоке 37 К, при противотоке 48 К, т. е. больше почти на 30 %.

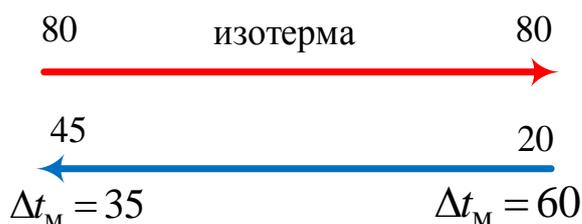
**Пример 5.2.** Требуется при атмосферном давлении конденсировать пары бензола. В качестве хладагента используется обратная вода, которая нагревается от 20 °С до 45 °С. Рассчитать среднюю разность температур для прямотока и противотока.

Решение. Для расчёта необходимо знать четыре температуры: горячего – на входе и выходе и холодного – тоже на входе в аппарат и на выходе из него. В рассматриваемом случае горячий поток конденсируется. Это изотермический процесс.

1. По приложению 1 находим температуру конденсации (кипения) бензола:

$$t_{1\text{Н}} = t_{1\text{К}} = 80^{\circ} \text{C}.$$

2. Организуем противоток и рассчитаем среднюю разность температур



$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{60 - 35}{\ln \frac{60}{35}} = 46^{\circ} \text{C} = 46 \text{ К.}$$

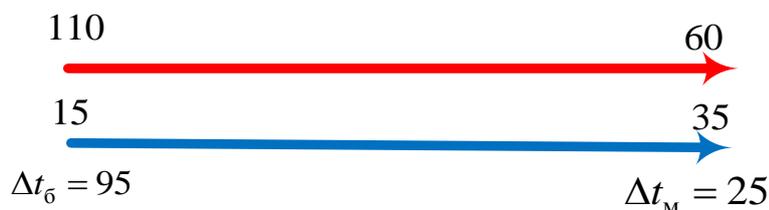
3. Так температура одного потока постоянна, то делать расчёт для прямотока нет необходимости. Как было сказано выше, средняя разность температур будет иметь постоянное значение для любого способа организации движения потоков.

Ответ: средняя разность температур для прямотока и противотока одинакова и равна 46 К (46 °С).

**Пример 5.3.** В четырёхходовом кожухотрубном теплообменнике с перегородками в межтрубном пространстве происходит охлаждение горячего потока от 110 °С до 60 °С. Горячий поток поступает в межтрубное пространство. Холодный поток поступает в трубный пучок и нагревается от 15 °С до 35 °С. Определить среднюю разность температур по формуле (5.2) и по методике, изложенной в [1, с. 169–170]. Сравнить полученные результаты, сделать вывод.

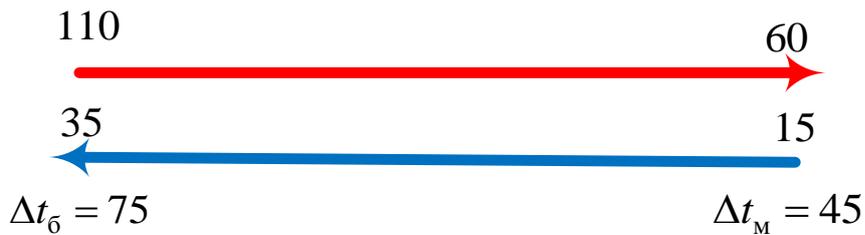
Решение

1. Средняя разность температур для прямотока



$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{95 - 25}{\ln \frac{95}{25}} = 52^{\circ} \text{C} = 52 \text{ К}$$

2. Средняя разность температур для противотока



$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{75 - 45}{\ln \frac{75}{45}} = 59^{\circ} \text{C} = 59 \text{ K}$$

3. Средняя разность температур по формуле (5.2)

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{прот}} + \Delta t_{\text{прям}}}{2} = \frac{59 + 52}{2} = 56^{\circ} \text{C} = 56 \text{ K}$$

4. Теперь перейдём к уточнённой методике определения средней разности температур  $\Delta t_{\text{cp}}$ , изложенной, например, в [1, с. 169–170]. Сразу отметим, что в этом случае потребуется использовать номограмму, что не очень удобно при программировании. Расчёт выполняется с использованием поправочного коэффициента  $\varepsilon_{\Delta t}$  по формуле

$$\Delta t_{\text{cp}} = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{\text{пр}}, \quad (5.4)$$

где  $\Delta t_{\text{cp}}$  – средняя разность температур для противотока.

Номограмма для определения  $\varepsilon_{\Delta t}$  выглядит следующим образом (рис. 5.2).

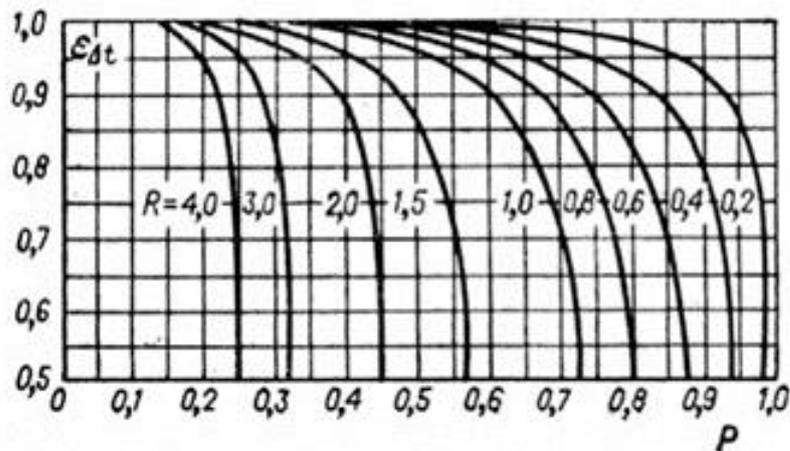


Рис. 5.2. Поправочный коэффициент  $\varepsilon_{\Delta t}$  для смешанного тока в многоходовых кожухотрубных теплообменниках

Помним, что холодный поток поступает в трубный пучок, а горячий – в межтрубное пространство. Теперь вычисляем параметры  $P$  и  $R$ :

$$P = \frac{t_{2к} - t_{2н}}{t_{1н} - t_{2н}} = \frac{35 - 15}{110 - 15} = 0,21,$$

$$R = \frac{t_{\text{вх.межтруб.}} - t_{\text{вых.межтруб.}}}{t_{\text{вых.труб.}} - t_{\text{вх.труб.}}} = \frac{110 - 60}{35 - 15} = 2,5.$$

Линии, отвечающие полученным значениям  $P$  и  $R$ , в поле номограммы не пересекаются. Берём значение поправочного коэффициента равным  $\varepsilon_{\Delta t} = 1$ . Тогда средняя разность температур, вычисленная по уточнённой методике, согласно формуле (5.4), будет равна:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{\text{пр}} = 1 \times 59 = 59 \text{ } ^\circ\text{C} = 59 \text{ К.}$$

Отличие от полученной нами разности температур, вычисленной по формуле (5.2), составляет всего 5 %.

Вывод. С достаточной для инженерных расчётов точностью можно пользоваться формулой (5.2).

### КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

1. В кожухотрубчатом теплообменнике происходит охлаждение горячего потока от 120 °С до 50 °С. Холодный поток при этом нагревается от 15 °С до 45 °С. Вычислить среднюю разность температур для прямотока и противотока.

2. В кожухотрубчатом теплообменнике при атмосферном давлении конденсируется пар толуола. Теплота конденсации снимается водой, которая нагревается от 15 °С до 45 °С.

3. Требуется при атмосферном давлении испарять бензол. В качестве теплоносителя предполагается использовать насыщенный водяной пар с абсолютным давлением 3 ат. Определить среднюю разность температур для прямотока и противотока.

## 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУР НАЧАЛА И КОНЦА КИПЕНИЯ (КОНДЕНСАЦИИ)

Часто в задании на проектирование приведена такая «коварная» фраза: принять конечную температуру потока равной температуре начала кипения. Или не менее «коварный» вариант – начальная температура потока равна температуре конца конденсации. При этом заданы состав потока (хорошо, если два компонента, а может быть и больше – три, четыре и т. д.) и давление, при котором требуется провести процесс. Похожие проблемы обязательно возникнут при расчёте конденсатора и кипятильника, там тоже не будут указаны начальная и конечная температуры (главы 10, 11, 13 и 14). А без знания этих температур не получится рассчитать среднюю движущую силу процесса  $\Delta t_{\text{cp}}$ . Напомним, что для нахождения  $\Delta t_{\text{cp}}$  требуется знание четырёх значений температуры – это подробно обсуждалось в предыдущей главе. Следовательно, нам придётся затратить некоторое время на нахождение этих неизвестных температур. А величина этой затраты времени будет зависеть в первую очередь от того, относятся ли компоненты, образующие смесь, к одному классу соединений или к разным. Решение задачи упрощается, если компоненты смеси являются гомологами. Например, бензол – толуол, метанол – этанол, гексан – гептан и т. д. В этом случае температуры начала и конца кипения (начала и конца конденсации) можно рассчитать. Сложнее обстоят дела, если компоненты – вещества различных классов или один из них – вода. Тогда никакая теория не работает, нужно искать экспериментальные данные. А это связано со значительными затратами времени.

Необходимо помнить, что температура начала кипения и температура конца конденсации – это одна и та же температура. Только разное направление процесса. Точно так же, как равны температуры конца кипения и начала конденсации. Сказанное иллюстрирует рис. 6.1. Если процесс идёт по направлению от точки А к точке В, т. е. смесь выкипает, то точка А соответствует температуре начала кипения смеси, а точка В – температуре конца кипения.<sup>9</sup>

---

<sup>9</sup> Равновесие между жидкостью и паром изучается в курсе физической химии.

Если же в аппарате идёт процесс конденсации, то на графике его направление сменится – от точки В к точке А. Тогда температура в точке В – это температура начала конденсации, а в точке А – температура конца конденсации.

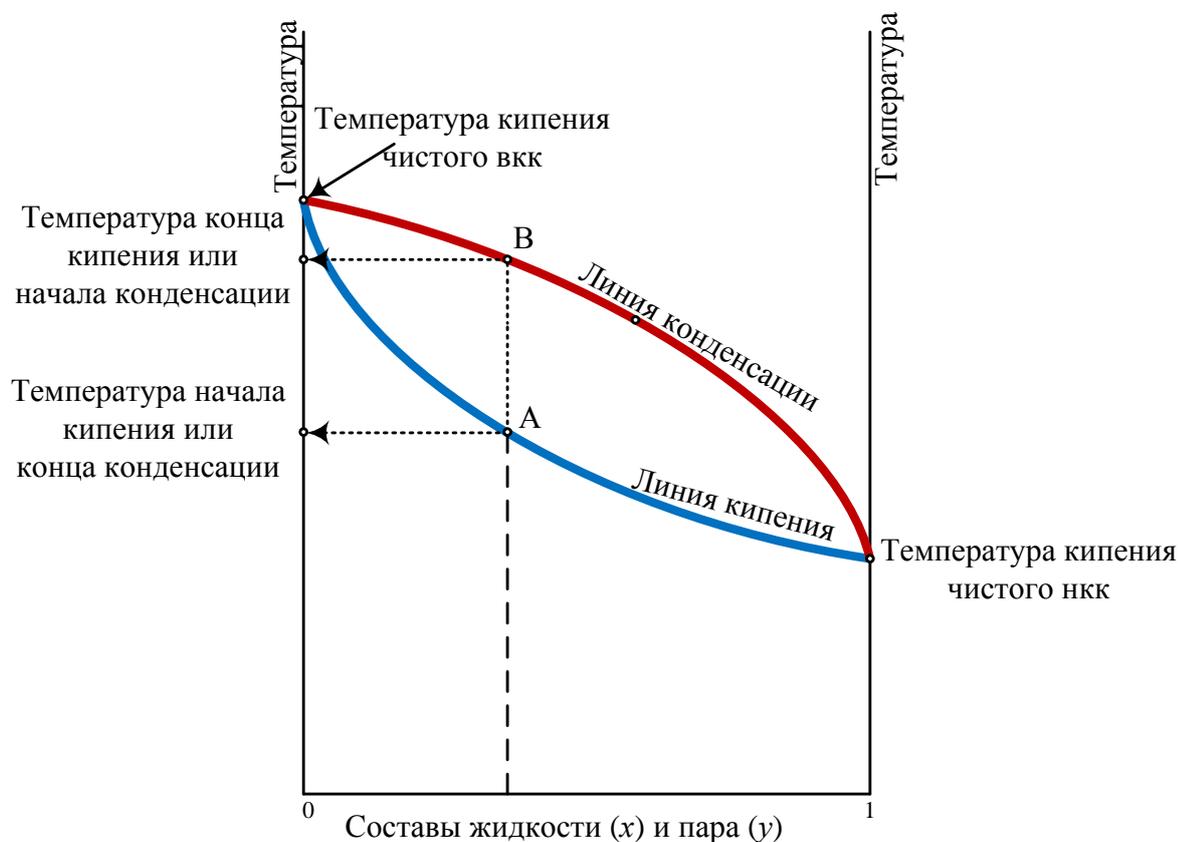


Рис. 6.1. Иллюстрация температур кипения и конденсации

В основу расчёта температур начала и конца кипения (или конденсации) положены уравнения изотерм жидкой и паровой фаз:

$$\frac{P_1}{P} x + \frac{P_2}{P} (1-x) = 1; \quad (6.1)$$

$$\frac{P}{P_1} y + \frac{P}{P_2} (1-y) = 1, \quad (6.2)$$

где  $P_1$  – давление пара низкокипящего компонента (нкк),  $P_2$  – давление пара высококипящего компонента (вкк),  $P$  – давление, при котором проводится процесс,  $x$  – молярная доля низкокипящего компонента в составе жидкости,  $y$  – молярная доля низкокипящего компонента в составе пара.

Обычно в практике расчётов мы привыкли находить величину, которая в уравнении присутствует. Сейчас же нам придётся искать значение температуры, которой в уравнениях (6.1) и (6.2) в явной форме нет. Согласитесь, что это несколько усложняет задачу. Алгоритм<sup>10</sup> решения может быть следующим (а может быть и другим – кто как придумает).

1. Ориентируясь на температуры кипения чистых компонентов, образующих систему, задаёмся первым значением предполагаемой температуры. Например, есть двухкомпонентный пар с содержанием бензола 44 % (мол.) и толуола 56 % (мол.), общее давление равно 0,14 МПа. Надо определить температуру начала его конденсации. Так вот, при атмосферном давлении бензол кипит (или конденсируется) при температуре 80 °С, а толуол – при 111 °С (эти данные взяты из приложения 1). В нашем примере давление выше атмосферного, что вызывает увеличение температур кипения (конденсации) компонентов. Понятно, что ожидаемая температура не может быть ниже 80 °С или значительно выше 111 °С. Примем предполагаемую температуру 106 °С.

2. Для того чтобы начать расчёт по уравнению изотермы паровой фазы (6.2), необходимо определить давления пара бензола  $P_6$  и толуола  $P_T$  при выбранной температуре 106 °С. Это проще всего сделать по уравнению Антуана:

$$\ln P = A - \frac{B}{C + 273 + t}, \quad (6.3)$$

где  $t$  – температура в градусах Цельсия;  $A$ ,  $B$  и  $C$  – коэффициенты уравнения Антуана, их значения берутся из приложения 7. Для бензола и толуола значения этих коэффициентов приведены в табл. 6.1.

Необходимо отметить, что в результате расчёта по уравнению Антуана давление будет измеряться в миллиметрах ртутного столба (мм рт. ст.).

---

<sup>10</sup> **Алгоритм** – набор инструкций, описывающих порядок действий исполнителя для достижения результата решения задачи. Происходит от имени великого среднеазиатского учёного Мухаммеда аль-Хорезми, жившего в первой половине IX века.

## Значения коэффициентов уравнения Антуана для бензола и толуола

Компонент	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>
Бензол	15,9008	2788,51	-52,36
Толуол	16,0137	3096,52	-53,67

Вычислим давления паров бензола и толуола при температуре 106 °С:

$$\ln P_{\text{б}} = A_{\text{б}} - \frac{B_{\text{б}}}{273 + t + C_{\text{б}}} = 15,9008 - \frac{2788,51}{273 + 106 - 52,36} = 7,364$$

$$P_{\text{б}} = e^{7,364} = 1578 \text{ мм рт. ст.}$$

Современные инженерные двухстрочные калькуляторы позволяют опустить расчёт логарифма давления, а сразу вычислить величину давления, используя функцию (клавишу)  $e^x$ , т. е. минуя вычисление логарифма.

Выполнив аналогичный расчёт для толуола, получим:

$$P_{\text{т}} = 662 \text{ мм рт. ст.}$$

3. Проверим теперь значение суммы уравнения (6.2). Если бы мы каким-то чудом угадали истинное значение температуры начала конденсации, то получили бы ровно 1. Понятно, что мы не угадали, и сумма получится или больше 1 (если мы занизили температуру), или меньше 1 (если мы завысили температуру). Перед началом проверки переведём общее давление  $P$  в мм рт. ст.:

$$\frac{140000}{133,3} = 1050 \text{ мм рт. ст.,}$$

где 133,3 – число паскалей в одном миллиметре ртутного столба.

Тогда после подстановки всех значений в уравнение (6.2) получим:

$$\frac{P}{P_{\text{б}}} y_{\text{б}} + \frac{P}{P_{\text{т}}} y_{\text{т}} = \frac{1050}{1578} \cdot 0,44 + \frac{1050}{662} \cdot 0,56 = 1,181.$$

Чуда не произошло, сумма оказалась больше единицы. Значит, величины давлений паров бензола  $P_6$  и толуола  $P_T$  оказались слишком малы. Поднимем температуру.

4. Задаёмся вторым значением температуры начала конденсации пара 116 °С (ведь давление выше атмосферного!) и повторяем расчёт (т. е. находим  $P_6$  и  $P_T$  и снова определяем значение суммы):

$$P_6 = 2033 \text{ мм рт. ст.};$$

$$P_T = 880 \text{ мм рт. ст.};$$

$$\frac{P}{P_6} y_6 + \frac{P}{P_T} y_T = \frac{1050}{2033} \cdot 0,44 + \frac{1050}{880} \cdot 0,56 = 0,896.$$

Теперь значение суммы получилось меньше единицы. И это хорошо, мы примерно знаем, между какими значениями лежит искомая температура начала конденсации пара.

5. Для нахождения искомой температуры начала конденсации пара используем метод линейной интерполяции, суть которого иллюстрирует рис. 6.2.

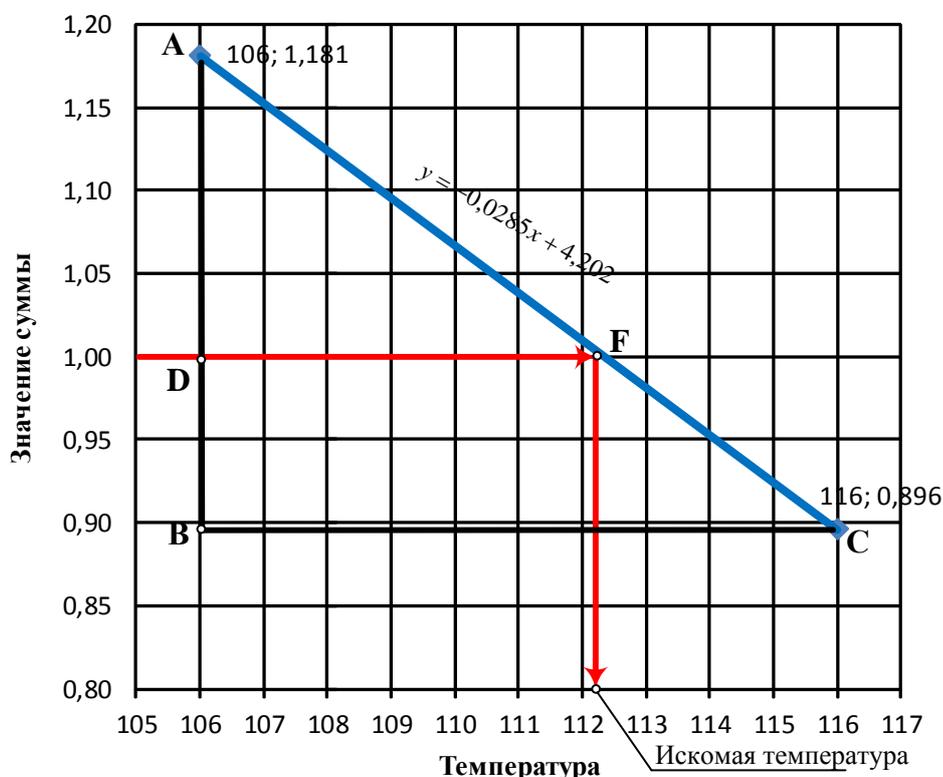


Рис. 6.2. Определение температуры начала конденсации пара методом линейной интерполяции

Строим вспомогательный график в координатах «температура – сумма» (точки А и С). Масштаб при этом соблюдать не надо – мы по этому графику ничего рассчитывать не будем, он иллюстрационный. Теперь достаточно посмотреть на треугольники ABC и ADF и вспомнить из школьного курса геометрии первый признак подобия: если два угла одного треугольника соответственно равны двум углам другого треугольника, то треугольники подобны, т. е.

$$\frac{AB}{BC} = \frac{AD}{DF}.$$

Теперь найдем катет DF и прибавим его величину к той температуре, для которой получилось большее значение суммы:

$$\begin{aligned} DF &= \frac{AD \cdot BC}{AB} = \frac{(\Sigma_{\text{больш}} - 1) \cdot (t_{\text{больш}} - t_{\text{меньш}})}{\Sigma_{\text{больш}} - \Sigma_{\text{меньш}}} = \\ &= \frac{(1,181 - 1) \cdot (116 - 106)}{1,181 - 0,896} \approx 6^{\circ}C. \end{aligned}$$

Тогда температура, при которой сумма левой части уравнения изо-термы паровой фазы будет равна единице, составит

$$t = 106 + 6 = 112^{\circ}C.$$

При желании можно выполнить проверку по уравнению (6.2).

Можно было поступить иначе. Воспользовавшись программой Excel, вводим в ячейки значения выбранных температур и получившихся сумм, выделяем эти ячейки, вызываем опцию Конструктор и далее применяем Диаграмма → Макет 9. После этого на поле диаграммы появится уравнение прямой AC. Для нашего случая оно будет иметь вид:

$$y = -0,0285x + 4,202.$$

Подставив в него значение  $y = 1$ , получаем  $x = 112,4 \approx 112$ . Это и будет значение температуры, при котором сумма уравнения (6.2) равна 1.

Изложенный расчёт отнимает некоторое время. Если хочется его сэкономить, можно написать простенькую программку в Excel и находить температуры быстрее. Такая программа помещена в [4].

## 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Сразу скажем, что нахождение коэффициента теплопередачи  $K$  представляет довольно сложную задачу. Чтобы найти путь её решения, нам необходимо знать механизм перехода теплоты от ядра горячего потока в ядро холодного через разделяющую их стенку. Для этого следует вспомнить гидродинамику и, в частности, структуру турбулентного потока. Напомним, кстати, что из двух режимов движения – турбулентного и ламинарного – второй является нашим «врагом» и не должен появляться как в процессах передачи теплоты, так и практически в любом технологическом процессе.

В теории турбулентности с помощью различных моделей довольно строго описывается структура потока. Рассмотрим упрощённую картину – что же происходит вблизи стенки трубы, разделяющей горячий и холодный потоки?

Если схематично рассмотреть турбулентный поток, то в его структуре можно выделить ядро с вихревым движением и пристенный ламинарный пограничный слой, частицы которого движутся прямолинейно и равномерно. На рис. 7.1 показаны горячий и холодный потоки, которые обмениваются теплотой через разделяющую их стенку толщиной  $\delta_{ст}$ . Ламинарные слои этих потоков показаны стрелками.

Из курса физики известны три способа передачи теплоты: теплопроводность, конвекция и тепловое излучение. В движущемся потоке «работают» теплопроводность и конвекция.

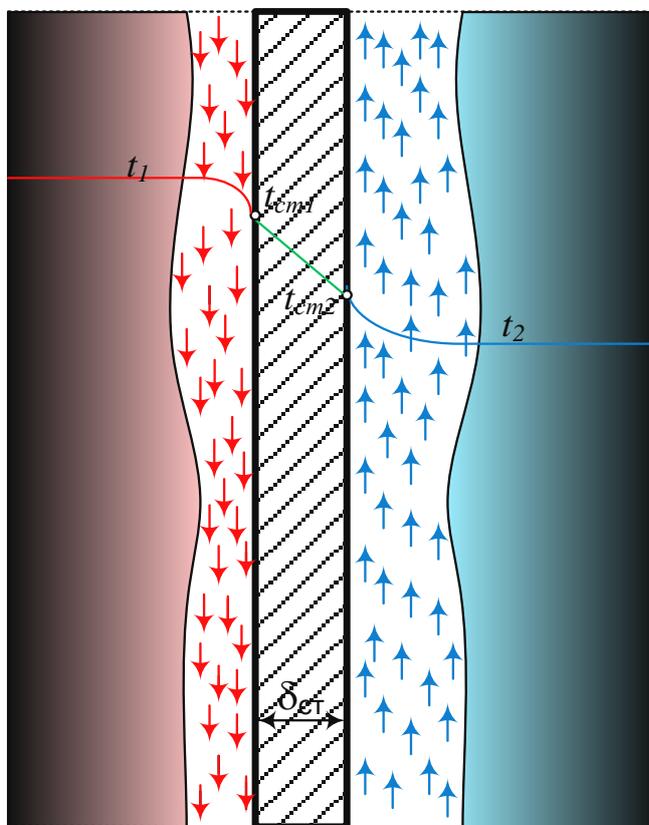


Рис. 7.1. Схема передачи теплоты через стенку

Но соотношение этих «работ» будет различным в зависимости от режима течения. Так, в турбулентном ядре потока перенос теплоты осуществляется главным образом за счёт вынужденной конвекции, относительный вклад теплопроводности здесь незначителен. По мере приближения к стенке конвекция ослабевает и в пристенном ламинарном слое теплота в интересующем нас направлении передаётся только теплопроводностью. Так как жидкости довольно плохо проводят теплоту, перенос теплоты здесь замедляется. Можно сказать, что через ядро потока теплота несётся со скоростью локомотива, а в ламинарном слое её скорость сравнима со скоростью улитки.

Температура в пристенном пограничном слое падает от значения  $t_1$  до  $t_{ст1}$ , где  $t_1$  – температура в ядре горячего потока,  $t_{ст1}$  – температура стенки трубы.

Далее на пути теплоты оказывается металлическая (обычно стальная) стенка трубы. Металлы – хорошие проводники теплоты, они имеют высокие значения коэффициента теплопроводности  $\lambda_{ст}$ . Поэтому на этом участке проблем с переносом не возникает. Температура стенки трубы со стороны холодного потока становится равной  $t_{ст2}$ .

Далее теплота должна пройти через второй ламинарный пограничный слой, тут опять «работает» только теплопроводность холодного потока. Температура на этом участке меняется от  $t_{ст2}$  до  $t_2$ . Преодолев это препятствие, тепловую энергию подхватывает холодный турбулентный поток.

Таким образом, в самом простом случае на пути переноса теплоты от горячего потока к холодному мы видим три участка:

- 1) перенос теплоты из ядра горячего потока к стальной стенке трубы;
- 2) прохождение теплоты через стальную стенку;
- 3) перенос теплоты от стенки в ядро холодного потока.

***Перенос теплоты от ядра потока к стенке (или наоборот – от стенки в ядро) называется теплоотдачей.***

Интенсивность теплоотдачи можно оценить с помощью коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ , который в некоторой степени является

аналогом коэффициента теплопередачи  $K$ . Естественно, их размерности совпадают –  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Но если коэффициент  $K$  характеризует интенсивность переноса теплоты от горячего потока к холодному, то коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  характеризует интенсивность переноса только на одном участке – или от горячего потока к стенке, или от стенки в ядро холодного потока. Следовательно, мы получаем два коэффициента теплоотдачи:  $\alpha_1$  для горячего потока и  $\alpha_2$  для холодного. И не будем забывать ещё об участке переноса теплоты через стальную стенку.

Можно строго доказать, что коэффициент теплопередачи  $K$  связан с коэффициентами теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , а также с участком теплопроводности через стальную стенку соотношением [2, с. 297, 3, с. 301]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (7.1)$$

где  $\delta_{\text{ст}}$  – толщина стенки трубы, для абсолютного большинства кожухотрубчатых теплообменников  $\delta_{\text{ст}} = 2 \text{ мм} = 0,002 \text{ м}$ ;  $\lambda_{\text{ст}}$  – коэффициент теплопроводности материала стенки. Как правило, теплообменники изготавливают из обычной углеродистой стали, для которой

$$\lambda_{\text{ст}} = 46,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

Получается, что для того, чтобы определить величину коэффициента теплопередачи  $K$ , необходимо сначала найти численные значения коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ . И вот тут начинаются новые проблемы.

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  зависит от большого числа переменных. Тут и физические свойства жидкости – её плотность  $\rho$  и вязкость  $\mu$ , и её тепловые свойства – удельная теплоёмкость  $c$  и теплопроводность  $\lambda$ , и геометрическая характеристика потока, которую можно выразить, например, через диаметр трубы  $d$  или

эквивалентный диаметр  $d_3$ . Поэтому расчёт коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  связан со значительными трудностями. На помощь приходит **теория подобия**. Подробно эта теория изложена в учебной литературе [2, 3]. Здесь же упомянем то главное, что необходимо для понимания способа решения инженерной задачи – определения коэффициента теплоотдачи.

Теория подобия появилась не от хорошей жизни. Что делать, если какая-либо очень нужная нам величина зависит от слишком большого числа переменных?

Ни у кого не вызовет затруднений расчёт площади круга. Всего-то функция одной переменной. А если это не круг, а эллипс? Тогда задача чуть-чуть усложняется. Теперь эта величина – функция уже двух переменных. Объём нашей комнаты тоже вычислить элементарно – это же прямоугольный параллелепипед! Хотя тут уже три переменных. Но если этот параллелепипед будет косоугольным, то расчёт его объёма займёт уже некоторое время. Хотя переменных по-прежнему три. А ведь в химической технологии переменных гораздо больше! Что же делать?

**Первое.** Нужно определить, а что это за переменные, которые влияют на процесс. Это далеко не всегда известно и очевидно. Для ответа на этот вопрос нужно получить математическое описание интересующего нас явления. В нашем случае это установившийся перенос теплоты конвекцией и теплопроводностью – то, что принято называть конвективным теплообменом. Эта задача, как и большинство других похожих, давно решена. Описание получено. Но в форме дифференциального уравнения. Это известное уравнение Фурье – Кирхгоффа, которое мы здесь не приводим. Итак, в первом пункте использования теории подобия мы выявляем те переменные, которые влияют на процесс. И их, как правило, оказывается слишком много. Что делать? Ответ на этот вопрос даёт второй пункт.

**Второе.** Нужно как-то понизить число переменных. Что можно сделать? А давайте «слепим» из них безразмерные комплексы. И назовём их **критериями** (наравне с этим термином применяется термин

«числа»). Только «слеплять» нужно не абы как, а по определённым правилам, которые здесь не рассматриваем. В результате получим критерии, или числа подобия. Эти критерии названы в честь известных учёных, внёсших большой вклад в изучение какого-либо явления или процесса.

Некоторые критерии мы хорошо знаем и даже используем: критерий (число) Рейнольдса<sup>11</sup>, число Маха и др. При этом в один из критериев попадёт та величина, которая нас интересует. В нашем случае это коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ . Этот критерий будет называться **определяемым**, в отличие от других критериев, которые называются **определяющими** и которые составлены из известных нам величин.

Теперь, когда мы сформировали критерии и переменных стало существенно меньше, наше сложное дифференциальное уравнение можно представить в виде степенной зависимости между полученными критериями подобия. Осталось найти коэффициенты этого уравнения. Но как? А об этом следующий пункт.

**Третье.** Теперь нужно, увы, делать довольно сложные эксперименты. Почему увы? Да потому что это связано с большими затратами: нужно спроектировать лабораторную установку (модель), отладить её, найти специалистов, которые смогут на ней работать, платить им зарплату. И что нужно будет измерять на этой модели? Измерять нужно те параметры, которые входят в критерии подобия. После большого числа опытов получится огромный массив результатов измерений. Рассчитываем определяющие и определяемый критерии подобия. Находим между ними функциональную связь. В результате получаем пригодные для технологических расчётов **критериальные уравнения**. Им обычно придают степенной вид (см. уравнение 7.5). Некоторые из таких уравнений рассмотрены ниже.

---

<sup>11</sup> Рейнольдс (Reynolds) Осборн (1842–1912), английский физик и инженер, член Лондонского королевского общества. Окончил Кембриджский университет. Основные труды по теории динамического подобия течений вязкой жидкости, по теории турбулентности и теории смазки. В 1876–1883 гг. экспериментально установил критерий перехода ламинарного течения в цилиндрических трубах в турбулентное (число Рейнольдса).

Нам для расчётов основных тепловых процессов потребуются следующие критерии.

Критерий Нуссельта<sup>12</sup>:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha d_3}{\lambda}. \quad (7.2)$$

Характеризует интенсивность передачи теплоты на границе «поток – стенка трубы» (т. е. именно та область, которая лимитирует теплоотдачу). Так как в этот критерий входит интересующая нас величина, коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ , то он является **определяемым** критерием.

Критерий Прандтля<sup>13</sup>:

$$\text{Pr} = \frac{c\mu}{\lambda}. \quad (7.3)$$

Характеризует влияние теплофизических свойств жидкости на её способность передавать теплоту. Этот критерий составлен из известных нам величин, поэтому он является **определяющим**.

А так как на интенсивность движения теплоты в потоке влияет степень его турбулентности, то обязательно должен присутствовать критерий Рейнольдса, который также является **определяющим**:

$$\text{Re} = \frac{w d_3 \rho}{\mu} = \frac{w d_3}{\nu}. \quad (7.4)$$

В формулах (7.2)–(7.4)  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи;  $c$  – удельная теплоёмкость жидкости;  $\rho$  – плотность жидкости;  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости жидкости;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности жидкости,  $d_3$  – эквивалентный диаметр сечения потока,  $w$  – средняя скорость потока,  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости.

---

<sup>12</sup> Нуссельт Вильгельм – немецкий инженер, изучавший процессы конденсации паров. В 1916 г. получил уравнение для расчёта коэффициента теплоотдачи для этого процесса.

<sup>13</sup> Прандтль Людвиг (нем. Ludwig Prandtl, 1875–1953) – немецкий физик. Внёс существенный вклад в основы гидродинамики и разработал теорию пограничного слоя. В честь него было названо число (критерий) Прандтля, а также ставшее классическим приёмником воздушного давления для многих самолётов и вертолётов гидроаэрометрическое устройство «трубка Прандтля», предназначенное для совместного измерения абсолютного и динамического давления.

Кроме названных критериев, на процесс перемещения теплоты в пределах одного потока влияет его геометрия, т. е. соотношение, например, диаметра трубы к её длине. Такие геометрические характеристики потока называют симплексами геометрического подобия.

Итак, первая цель – понижение числа переменных – достигнута. Вместо большого числа переменных осталось четыре: критерий Нуссельта, критерий Прандтля, критерий Рейнольдса и симплекс геометрического подобия. В первый из названных критериев входит интересующая нас величина – коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ .

Как указывалось выше, между определяемым и определяющими критериям находится зависимость (критериальное уравнение!), которой обычно придают степенной вид:

$$\text{Nu} = A \text{Re}^m \text{Pr}^n \left( \frac{d}{L} \right)^p, \quad (7.5)$$

где  $A$ ,  $m$ ,  $n$  и  $p$  – коэффициенты, численные значения которых появляются в результате обработки экспериментальных данных.

Конкретный вид критериальных уравнений приведён в литературе [1–3]. Мы сейчас рассмотрим лишь те из них, которые будут нужны нам в дальнейших расчётах.

Во-первых, надо различать теплообмен без изменения агрегатного состояния и теплообмен, при котором агрегатное состояние потока меняется – это кипение и конденсация. Если поток нагревается или охлаждается, т. е. не меняет своего агрегатного состояния, то надо ответить на второй вопрос: он движется в трубах или в межтрубном пространстве? Ответив на этот вопрос, переходим к третьему – каков режим движения потока, т. е. чему равен критерий Рейнольдса?

Рассмотрим наиболее важные для нас уравнения, по которым мы будем находить коэффициент теплоотдачи.

1. Поток не меняет агрегатного состояния, т. е. нагревается или охлаждается.

1.1. Поток движется в трубах.

1.1.1. Режим движения теплоносителя турбулентный, критерий Рейнольдса  $Re > 10000$ . В этом случае критериальное уравнение будет иметь следующий вид [1, с. 152; 5, с. 49]:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,43} \left( \frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}, \quad (7.6)$$

где величина скобки  $\left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}$  учитывает направление теплового потока – от жидкости или к жидкости, т. е. охлаждается или нагревается жидкость [1, с. 152]. Если жидкость нагревается, то можно принять  $\left( \frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} = 1$ .

1.1.2. **Теплоотдача в переходной области**, т. е.  $10000 > Re > 2300$ . Вообще-то лучше в эту область не попадать – нужно стремиться к организации турбулентного движения потока. Но уж если попали и ничего изменить нельзя, то для расчёта критерия Нуссельта используется приближённое уравнение:

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43}. \quad (7.7)$$

1.1.3. Если в предлагаемом к установке теплообменнике оказался ламинарный режим движения, то расчёт следует прекратить и выбрать другой аппарат – такой, в котором будет турбулентное движение теплоносителя.

1.2. **Теплоотдача при поперечном обтекании пучка гладких труб**. Это означает, что поток движется в межтрубном пространстве аппарата, в котором установлены перегородки (см. рис. 2.4). Если  $Re > 1000$ , то рекомендуется использовать формулу [1, с. 156; 5, с. 50]:

$$Nu = 0,4 \varepsilon_{\varphi} Re^{0,6} Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25}. \quad (7.8)$$

В этой формуле  $\varepsilon_{\varphi}$  – коэффициент, учитывающий угол атаки потоком труб трубного пучка. Для кожухотрубных теплообменников

рекомендуют принимать  $\varepsilon_{\phi} = 0,6$ . Поэтому, чтобы каждый раз этот поправочный коэффициент не учитывать, формулу (7.8) сразу записывают так [5, с. 50]:

$$Nu = 0,24 Re^{0,6} Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (7.9)$$

Про дробь, стоящую в скобках, уже сказано при анализе формулы (7.6).

Теперь рассмотрим процессы теплоотдачи, в которых происходит **изменение агрегатного состояния потока**. Это конденсация паров и кипение жидкости. Если для предыдущих случаев теплоотдачи получено математическое описание, пусть и в форме дифференциального уравнения, то для процессов конденсации и кипения такого описания нет вообще. Применить теорию подобия и получить критериальные уравнения, позволяющие рассчитать коэффициент теплоотдачи при конденсации и кипении, не получится. Придётся использовать чисто экспериментальные результаты.

2. Поток меняет своё агрегатное состояние – **конденсируется на трубном пучке**. В этом случае коэффициент теплоотдачи будет зависеть от того, как расположен аппарат – горизонтально или вертикально.

При горизонтальном расположении труб коэффициент теплоотдачи определяется по формуле [5, с. 53]

$$\alpha_{гор} = 2,02 \cdot \varepsilon \cdot \lambda \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho^2 n_{об} L}{\mu G}}, \quad (7.10)$$

где  $n_{об}$  – общее число труб;  $\varepsilon$  – коэффициент, зависящий от общего числа труб в пучке, его принимают: при  $n_{об} \leq 100$   $\varepsilon = 0,7$ ; при  $n_{об} > 100$   $\varepsilon = 0,6$ ,  $L$  – длина труб;  $G$  – расход поступающего на конденсацию пара;  $\rho$  – плотность конденсата при температуре плёнки;  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости конденсата. Для какой температуры находить эти свойства, рассмотрено ниже.

Если же аппарат расположен вертикально, то тогда рекомендуют пользоваться соотношением [5, с. 153]:

$$\alpha_{\text{вер}} = 3,78 \cdot \lambda \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho^2 d_{\text{н}} n_{\text{об}}}{\mu G}}, \quad (7.11)$$

где  $d_{\text{н}}$  – наружный диаметр труб трубного пучка; остальные величины упомянуты в формуле (7.10).

Основатели курса «Процессы и аппараты химической технологии» пишут [1, с. 161], что свойства плёнки конденсата в формулах (7.10) и (7.11) нужно брать при температуре плёнки конденсата, которую находят как среднее арифметическое между температурами конденсации и стенки трубы:

$$t_{\text{пл}} = \frac{t_{\text{конд}} + t_{\text{ст1}}}{2}.$$

Но нахождение температуры стенки трубы со стороны конденсирующегося пара связано со значительными затратами времени. Понимая это, авторы упомянутого учебника рекомендуют для случаев, когда разность температур конденсации и стенки не превышает 40 градусов, не тратить время на расчёт температуры стенки и взять свойства жидкой плёнки при температуре конденсации.

**Теплоотдачи при кипении жидкости.** Для этого случая расчёт теплоотдачи довольно сложен. Он подробно рассмотрен в главе 14.

В процессе эксплуатации теплопередающая поверхность (т. е. поверхность труб) непременно будет покрываться загрязнениями (рис. 7.2). Понятно, что они будут затруднять передачу теплоты. Ведь коэффициент теплопроводности этих загрязнений гораздо меньше, чем у стали.

Заглянем в свой домашний чайник. Кстати, это тоже теплообменник. Он передаёт теплоту воде или от пламени газовой конфорки, или от встроенного электрического нагревателя. Так вот, на теплопередающей поверхности нашего чайника в процессе его использования появляются отложения солей жёсткости. Их может быть много или мало

– это зависит от качества используемой нами воды. Но они появятся обязательно. Постепенно чайник начинает медленнее греть воду, увеличивается затрата энергии. Удалить соли жёсткости в чайнике довольно просто. Да и сам чайник не так уж сложно заменить на новый. А вот промышленный теплообменник очистить от появившихся загрязнений очень трудно. А заменить его на новый – очень дорого.

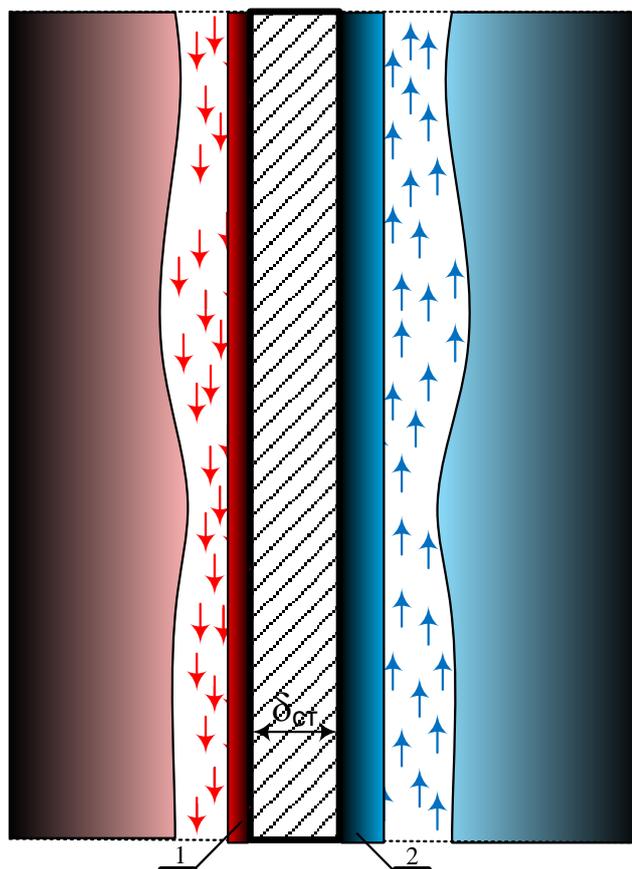


Рис. 7.2. Передача теплоты через стенку, имеющую загрязнения:

1 – загрязнения со стороны горячего потока,

2 – загрязнения со стороны холодного потока

На фотографиях (рис. 7.3) показаны трубные пучки поработавших теплообменников. В комментариях эти фотографии не нужны. На следующей фотографии (рис. 7.4) показан трубный пучок в процессе его чистки от загрязнений во время капитального ремонта.

Следовательно, ещё на стадии проектирования мы должны учесть появление в процессе эксплуатации на теплопередающей поверхности загрязнений как со стороны горячего потока, так и со стороны холодного.



*Рис. 7.3.* Так выглядят трубные пучки списанных теплообменников



*Рис. 7.4.* Трубный пучок в процессе чистки

Хорошо бы знать толщину загрязнения и коэффициент его теплопроводности. Но это довольно сложно по причине многообразия этих загрязнений. Упрощает задачу обобщение опыта эксплуатации теплообменного оборудования. Ведь проблема загрязнений возникла не вчера. И проектировщики имели возможность обследовать огромное число теплообменных аппаратов. Так появились рекомендации по учёту значений тепловой проводимости загрязнений стенки (табл. 7.1) [1, с. 531].

## Среднее значение тепловой проводимости загрязнений стенки

$$\frac{1}{r_{\text{загр}}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Теплоносители		Тепловая проводимость загрязнений
Вода	загрязнённая	1400–1860
	среднего качества	1860–2900
	хорошего качества	2900–5800
	очищенная	2900–5800
	дистиллированная	11600
Нефтепродукты чистые, масла, пары хладагентов		2900
Нефтепродукты сырые		1160
Органические жидкости, рассолы, жидкие хладагенты		5800
Водяной пар (с содержанием масла)		5800
Органические пары		11600
Воздух		2800

Из приведённых в табл. 7.1 значений видно, что наиболее сложно учесть влияние загрязнений в тех процессах теплообмена, где используется вода. Да и как отличить, будет у нас вода хорошего качества или загрязнённая? Но в любом случае расчётная формула (7.1) при наличии загрязнений изменяется. Теперь её вид стал таким:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2} + r_{\text{загр},1} + r_{\text{загр},2}}, \quad (7.12)$$

Где  $r_{\text{загр},1}$  и  $r_{\text{загр},2}$  – термические сопротивления загрязнений со стороны горячего и холодного потоков,  $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$ . Так как величина термического сопротивления очень маленькая, для удобства технологических расчётов используют обратные величины:  $\frac{1}{r_{\text{загр},1}}$  и  $\frac{1}{r_{\text{загр},2}}$  – тепловые проводимости

со стороны горячего и холодного потоков,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Согласитесь, что число 5800 более «комфортно», чем обратная величина 0,00017.

Если проанализировать формулы (7.1) и (7.12), то можно сделать очень важный для нас вывод: коэффициент теплопередачи  $K$  всегда меньше меньшего из коэффициентов теплопередачи  $\alpha$ . Например,  $\alpha_1 = 1000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ , а  $\alpha_2 = 500 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Не считая, можно смело утверждать,

что коэффициент теплопередачи  $K$  будет меньше  $500 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Следова-

тельно, если мы хотим интенсифицировать процесс передачи теплоты (а мы всегда этого хотим), то надо каким-то образом увеличивать значение меньшего коэффициента теплоотдачи. Один из путей – увеличить турбулентность потока. Более подробно этот вопрос будет рассмотрен в главе 12.

Таким образом, алгоритм расчёта коэффициента теплопередачи  $K$  для выбранного к установке теплообменника будет следующим:

1. Решаем вопрос о том, какой поток направить в трубное пространство, а какой – в межтрубное пространство выбранного нами теплообменника.
2. Определяем скорости потоков (если не происходит изменения агрегатного состояния вещества) в трубном и межтрубном пространствах.
3. Если поток не меняет своего агрегатного состояния, т. е. нагревается или охлаждается, то рассчитываем критерии Рейнольдса  $Re$  и Прандтля  $Pr$ . Если же поток конденсируется или кипит, то сразу переходим к расчёту коэффициента теплоотдачи  $\alpha$ .
4. Выбираем расчётную формулу (7.6)–(7.9) и вычисляем критерии Нуссельта  $Nu$ .

5. Из соотношения (7.2) определяем коэффициенты теплоотдачи  $\alpha$ . Если поток конденсируется, то используем формулы (7.10) или (7.11).
6. Рассчитываем коэффициент теплопередачи  $K_0$  для чистой теплопередающей поверхности по уравнению (7.1).
7. Принимаем величину тепловой проводимости потенциальных термических загрязнений со стороны горячего и холодного потоков (см. табл. 7.1).
8. Определяем коэффициент теплопередачи  $K_p$  с учётом загрязнений поверхности трубного пучка (формула (7.12)).

### ПРИМЕРЫ

**Пример 7.1.** Бензол с начальной температурой 40 °С заходит в трубный пучок кожухотрубчатого теплообменника, где нагревается до температуры кипения при атмосферном давлении. Массовый расход бензола 100 т/час. Теплообменник двухходовой, общее число труб 442 шт., диаметр труб трубного пучка 25×2 мм. Найти коэффициент теплоотдачи от труб к бензолу.

#### Решение

1. Прежде всего надо позаботиться о нахождении теплофизических свойствах бензола при его средней температуре. Эти данные будут нужны в дальнейших расчётах. С достаточной для инженерных расчётов точностью будем считать, что средняя температура бензола равна среднему арифметическому между его начальной и конечной температурами. В приложении 1 находим температуру кипения бензола при атмосферном давлении 80 °С. Тогда его средняя температура в аппарате составит 60 °С. Для этой температуры находим следующие свойства:

– плотность  $\rho = 836 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  (приложение 2);

– динамический коэффициент вязкости  $\mu = 0,00039 \text{ Па} \cdot \text{с}$  (приложение 3);

– удельная теплоёмкость  $c = 1927 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  (приложение 4);

– коэффициент теплопроводности  $\lambda = 0,136 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$  (приложение 5).

2. Находим скорость бензола в трубах трубного пучка. Для этого используем знакомое нам из гидравлики уравнение расхода:

$$G = V\rho = S w \rho.$$

В нашем случае

$$S = \frac{n \pi d^2}{z \cdot 4}.$$

В приведённых формулах  $G$  – массовой расход потока,  $V$  – объёмный расход потока,  $S$  – площадь поперечного сечения,  $\rho$  – плотность вещества потока при его средней температуре,  $w$  – скорость потока,  $n$  – общее число труб трубного пучка,  $z$  – число ходов по трубному пространству,  $d$  – внутренний диаметр труб трубного пучка.

$$w = \frac{4zG}{n\pi d^2 \rho} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 100 \cdot 1000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 442 \cdot 0,021^2 \cdot 836} = 0,43 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

3. Значения критерия Рейнольдса для движения потока бензола в трубах:

$$\text{Re} = \frac{w d \rho}{\mu} = \frac{0,43 \cdot 0,021 \cdot 836}{0,00039} = 19357.$$

Делаем вывод, что движение турбулентное. Это позволяет выбрать уравнение для расчёта критерия Нуссельта. Но предварительно нужно вычислить критерий Прандтля.

4. Критерий Прандтля для бензола при его средней температуре  $60 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$Pr = \frac{c\mu}{\lambda} = \frac{1927 \cdot 0,00039}{0,136} = 5,53.$$

5. Расчёт критерия Нуссельта для турбулентного движения потока в трубах выполним по уравнению (7.6). Так как бензол нагревается, то в целях упрощения расчёта значением скобки  $\left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0,25}$  пренебрегаем.

Получаем:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}}\right)^{0,25} = 0,021 \cdot 19357^{0,8} \cdot 5,53^{0,43} \cdot 1 = 117,8.$$

6. Определение коэффициента теплоотдачи для бензола выполним с использованием формулы (7.2), из которой получаем:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_э} = \frac{117,8 \cdot 0,136}{0,021} = 763 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Ответ: коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к потоку бензола в трубах равен 763 Вт/(м<sup>2</sup>×К).

**Пример 7.2.** На трубном пучке четырехходового горизонтального кожухотрубного теплообменника при атмосферном давлении конденсируется насыщенный пар этилового спирта с расходом 50 т/час. Диаметр кожуха аппарата 800 мм, длина трубного пучка 4 м, диаметр труб 25×2 мм, их общее число 404 шт. Найти коэффициент теплоотдачи от спирта к трубам трубного пучка.

Решение

1. Расчёт будем вести по формуле (7.10). Как и в предыдущей задаче, нам потребуются свойства жидкого этанола при температуре его кипения при атмосферном давлении. В приложении 1 находим нормальную температуру кипения этилового спирта 78 °С.

Для этой температуры плотность, динамический коэффициент вязкости и коэффициент теплопроводности:

- плотность  $\rho = 735 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  (приложение 2);
- динамический коэффициент вязкости  $\mu = 0,000435 \text{ Па} \cdot \text{с}$  (приложение 3);
- коэффициент теплопроводности  $\lambda = 0,164 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$  (приложение 5).

2. По формуле (7.10) вычисляем коэффициент теплоотдачи. Так как общее число труб в конденсаторе больше 100, то коэффициент  $\varepsilon$  принимаем равным 0,6.

Получаем:

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{гор}} &= 2,02 \cdot \varepsilon \cdot \lambda \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho^2 n_{\text{об}} L}{\mu G}} = \\ &= 2,02 \cdot 0,6 \cdot 0,164 \cdot \sqrt[3]{\frac{735^2 \cdot 404 \cdot 4}{0,000435 \cdot \frac{50000}{3600}}} = 1042 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \end{aligned}$$

Ответ: коэффициент теплоотдачи при конденсации пара этилового спирта на пучке горизонтальных труб равен 1042 Вт/(м<sup>2</sup>×К).

**Пример 7.3.** В условиях примера 7.2 принять к установке вертикальный конденсатор. Рассчитать, как изменится коэффициент теплоотдачи.

Решение. Расчёт будем вести по формуле (7.11):

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{вер}} &= 3,78 \cdot \lambda \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho^2 d_{\text{н}} n_{\text{об}}}{\mu G}} = \\ &= 3,78 \cdot 0,164 \cdot \sqrt[3]{\frac{735^2 \cdot 0,025 \cdot 404}{0,000435 \cdot \frac{50000}{3600}}} = 599 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}. \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи для вертикального аппарата получился в 1,7 раза меньше, чем для горизонтального. Делаем вывод, что горизонтальная установка аппарата предпочтительнее. Кроме того, горизонтальный аппарат проще обслуживать во время ремонта по замене трубного

пучка. К минусу горизонтальной установки можно отнести увеличение площади, занимаемой аппаратом.

**Пример 7.4.** В кожухотрубном теплообменнике при атмосферном давлении конденсируется октан. Теплота конденсации снимается водой. Коэффициент теплоотдачи от октана к трубам трубного пучка равен  $850 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$ , а от труб к воде –  $1800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$ . Трубы изготовлены из углеродистой стали, толщина стенки 2 мм, коэффициент теплопроводности углеродистой стали  $46 \text{ Вт}/(\text{м} \times \text{К})$ . Вода среднего качества. Найти коэффициент теплопередачи для нового, не бывшего в эксплуатации аппарата, и для аппарата, проработавшего значительное время. Сделать вывод.

Решение. Расчёт коэффициента теплопередачи для нового аппарата выполним по формуле (7.1):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{850} + \frac{0,002}{46} + \frac{1}{1800}} = 563 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

По мере работы конденсатора на его теплопередающей поверхности будут образовываться загрязнения. Причём со стороны конденсирующегося пара чистого углеводорода такие загрязнения не появятся. А вот вода из системы обратного водоснабжения обязательно вызовет появление ржавчины и солей жёсткости. Согласно данным табл. 7.1, термическая проводимость этих отложений лежит в пределах  $1860\text{--}2900 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$ . Диапазон очень широкий! Рассмотрим, к каким результатам приведёт выбор того или иного значения термической проводимости загрязнений.

Для начала примем величину термической проводимости на нижней границе рекомендаций –  $2900 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$ . Тогда коэффициент теплопередачи, согласно формуле (7.12), будет равен:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} + r_{загр.2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{850} + \frac{0,002}{46} + \frac{1}{1800} + \frac{1}{2900}} = 472 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Нетрудно убедиться, что коэффициент теплопередачи через загрязнённую поверхность уменьшился по сравнению с этой же величиной для чистой поверхности на 16 %.

Если же взять меньшее значение термической проводимости из рекомендованного диапазона, то получим такой результат:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} + r_{загр.2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{850} + \frac{0,002}{46} + \frac{1}{1800} + \frac{1}{1860}} = 432 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Теперь уменьшение эффективности работы нашего аппарата составит уже 23 % по сравнению с новым.

Из приведённых расчётов можно сделать вывод, что коэффициент теплопередачи  $K$  зависит от условий эксплуатации теплообменника и может весьма значительно уменьшаться. Естественно, это приводит к ухудшению работы аппарата.

**Пример 7.5.** Стенка здания выполнена из белого силикатного кирпича. Толщина стенки 0,5 м. Коэффициент теплопроводности кирпичной кладки 0,56 Вт/(м×К). Определить суточную потерю теплоты в окружающую среду зимой через 1 м<sup>2</sup> стенки при следующих условиях: коэффициент теплоотдачи от воздуха внутри помещения к стенке 12 Вт/(м<sup>2</sup>×К), от стенки в наружный воздух 15 Вт/(м<sup>2</sup>×К), температура внутри помещения +25 °С, на улице –15 °С. Оценить также финансовые затраты при условии, что 1 Гкал теплоты отпускается теплогенерирующей организацией по цене 1600 руб. Как изменятся потери

теплоты для указанных условий, если теплоизолировать кирпичную кладку пенополистиролом (пенопластом) толщиной 100 мм. Коэффициент теплопроводности пенополистирола считать равным 0,04 Вт/(м×К).

Решение. Вычислим коэффициент теплопередачи через 1 м<sup>2</sup> неутеплённой кирпичной кладки по формуле (7.1):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{12} + \frac{0,5}{0,56} + \frac{1}{15}} = 0,96 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Потери теплоты с 1 м<sup>2</sup> составят:

$$q = K(t_1 - t_2) = 0,96 \cdot (25 - (-15)) = 38 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Ватт – это джоуль в секунду. Умножаем полученную величину на 3600 (число секунд в часе) и на 24 (число часов в сутках). Получаем 3283200 Дж, или 3,2832 МДж. Переводим джоули в калории путём деления на 4.18, получаем 0,785 Мкал. Цена 1 Мкал – 1,6 руб. Следовательно, в сутки потери теплоты через 1 м<sup>2</sup> кирпичной кладки оцениваются в 1 руб. 26 коп. Если суммарная площадь стен дома примерно 200 м<sup>2</sup>, то потери составят 252 руб.

Утеплем стенку пенополистиролом толщиной 100 мм. Повторяем расчёт коэффициента теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{пс}}}{\lambda_{\text{пс}}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{12} + \frac{0,5}{0,56} + \frac{0,1}{0,04} + \frac{1}{15}} = 0,28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Как видим, величина коэффициента теплопередачи уменьшилась в 3,4 раза. Во столько же уменьшатся финансовые затраты на отопление.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ

1. Этиловый спирт с начальной температурой  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  заходит в трубный пучок кожухотрубного теплообменника, где нагревается до температуры кипения при атмосферном давлении. Массовый расход этанола  $120\text{ т/час}$ . Теплообменник четырехходовой, общее число труб  $1072\text{ шт.}$ , диаметр труб трубного пучка  $20\times 2\text{ мм}$ . Найти коэффициент теплоотдачи от труб к этиловому спирту.

2. На трубном пучке двухходового кожухотрубного теплообменника при атмосферном давлении конденсируется насыщенный пар толуола с расходом  $80\text{ т/час}$ . Диаметр кожуха аппарата  $1000\text{ мм}$ , диаметр труб  $25\times 2\text{ мм}$ , их общее число  $702\text{ шт.}$  Найти коэффициент теплоотдачи от толуола к трубам трубного пучка.

3. В кожухотрубном теплообменнике при атмосферном давлении конденсируется насыщенный пар *n*-пропилового спирта. Теплота конденсации снимается водой. Коэффициент теплоотдачи от спирта к трубам трубного пучка равен  $880\text{ Вт}/(\text{м}^2\times\text{К})$ , а от труб к воде  $1950\text{ Вт}/(\text{м}^2\times\text{К})$ . Трубы изготовлены из углеродистой стали, толщина стенки  $2\text{ мм}$ , коэффициент теплопроводности углеродистой стали  $46\text{ Вт}/(\text{м}\times\text{К})$ . Вода среднего качества. Найти коэффициент теплопередачи для нового, не бывшего в эксплуатации аппарата, и для аппарата, проработавшего значительное время. Сделать вывод.

## 8. ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЧИСТЫХ ВЕЩЕСТВ И ИХ СМЕСЕЙ

Прежде всего вспомним определения тех свойств, которые мы будем использовать в расчётах.

**Плотность** – масса единицы объёма.

**Вязкость** – свойство текучих тел (жидкостей и газов) оказывать сопротивление перемещению одной их части относительно другой. Различают вязкость динамическую и кинематическую и, соответственно, два коэффициента для их количественной характеристики.

**Коэффициент динамической вязкости** (или просто **динамическая вязкость**, или **вязкость**) – параметр, характеризующий сопротивляемость жидкостей и газов скольжению или сдвигу. С ростом температуры динамическая вязкость обычных капельных жидкостей уменьшается, а газов и паров – увеличивается.

**Коэффициент кинематической вязкости** – отношение динамической вязкости жидкости к её плотности. В расчётах обычно не используется.

**Удельная теплоёмкость** – это количество теплоты, которое необходимо передать телу массой 1 кг для того, чтобы его температура изменилась на 1 градус. Это способность вещества накапливать или отдавать тепловую энергию. Каким-то веществам это удаётся лучше, каким-то хуже. Рекордсменом здесь является вода – у неё самая высокая теплоёмкость из ряда обычных жидкостей.

**Коэффициент теплопроводности** (или просто **теплопроводность**) – это способность тела проводить теплоту. В некоторых случаях нам нужен быстрый перенос теплоты, и тогда используем вещества с высокой теплопроводностью. Иногда же мы стремимся замедлить передачу теплоты, и тогда на помощь приходят теплоизоляторы – вещества с низкой теплопроводностью.

**Удельная теплота парообразования (кипения)** – это количество теплоты, которое требуется подвести к 1 кг кипящей жидкости, чтобы превратить её в пар.

Для того чтобы поддерживать кипение жидкости, к ней нужно непрерывно подводить теплоту. При этом температура кипящей жидкости не повышается, но за каждую единицу времени образуется определенное количество пара. Из этого следует, что для превращения жидкости в пар требуется постоянный подвод теплоты. Количество теплоты, необходимое для превращения единицы массы жидкости в пар той же температуры, называют **удельной теплотой парообразования** данной жидкости.

**Удельная теплота конденсации** – это количество теплоты, которое выделяется при переходе 1 кг пара в жидкую фазу. Численно теплота конденсации равна теплоте парообразования. Конденсацию мы наблюдаем довольно редко, в отличие от кипения, которое видим несколько раз на дню.

Принятые в нашем курсе обозначения названных величин и их размерности в системе СИ приведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1

**Основные теплофизические величины, их обозначения и размерность**

Свойство	Обозначение	Единица измерения в системе СИ
Плотность	$\rho$	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$
Динамический коэффициент вязкости	$\mu$	$\text{Па} \times \text{с}$
Удельная теплоёмкость	$c$	$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \times \text{К}}$
Коэффициент теплопроводности	$\lambda$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м} \times \text{К}}$
Удельная теплота парообразования (конденсации)	$r$	$\frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$ или $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

Названные свойства нам придётся находить. Довольно просто это сделать для чистых веществ, для этого в приложении приведены соответствующие таблицы и номограммы. Для смесей веществ придётся выполнять дополнительные несложные расчёты. Как это делать,

показано ниже. Кроме того, и в приведённых определениях, и в таблице свойства названы их «официальными» именами. На практике принято обходиться более короткими названиями. Так, динамический коэффициент вязкости мы называем просто вязкостью, а удельную теплоёмкость – просто теплоёмкостью.

Расчёт свойств смесей проводится по следующим формулам (формулы записаны для двухкомпонентных смесей). Напомним, что  $\bar{x}_1$  – массовая доля первого компонента в составе смеси,  $\bar{x}_2$  – массовая доля второго компонента,  $x_1$  – молярная доля первого компонента,  $x_2$  – молярная доля второго компонента.

Расчёт большинства свойств выполняется по правилу аддитивности.

**Плотность смеси:**

$$\rho_{\text{см}} = \frac{1}{\frac{\bar{x}_1}{\rho_1} + \frac{\bar{x}_2}{\rho_2}}. \quad (8.1)$$

**Удельная теплоёмкость смеси:**

$$c_{\text{см}} = \bar{x}_1 c_1 + \bar{x}_2 c_2. \quad (8.2)$$

**Динамический коэффициент вязкости смеси:**

$$\lg \mu_{\text{см}} = x_1 \lg \mu_1 + x_2 \lg \mu_2. \quad (8.3)$$

**Коэффициент теплопроводности смеси:**

$$\lambda_{\text{см}} = \bar{x}_1 \lambda_1 + \bar{x}_2 \lambda_2 \quad \text{или} \quad \lambda_{\text{см}} = x_1 \lambda_1 + x_2 \lambda_2. \quad (8.4)$$

Для расчёта выбирается меньшее из полученных значений.

**Удельная теплота парообразования (конденсации) смеси:**

$$r_{\text{см}} = \bar{x}_1 r_1 + \bar{x}_2 r_2. \quad (8.5)$$

Несколько особняком стоят свойства воды и насыщенного водяного пара. Эти два агрегатных состояния самого широко распространённого на Земле вещества так часто используются в расчётах, что для них потребовались отдельные таблицы. Для насыщенного водяного пара обычно указывается его абсолютное давление, выступающее

своего рода паспортом, по которому можно узнать все свойства пара. Применяемый в промышленности пар по пути к аппарату, в котором он будет использоваться, немного теряет свою теплоту и конденсируется раньше времени. В результате в его составе появляется вода. В этом случае говорят, что пар имеет влажность (стал влажным). Величину этой влажности принято указывать в процентах. Так, фраза «водяной пар с влажностью 5 %» означает, что в составе пара 5 % уже сконденсировалось и, следовательно, не будет участвовать в выделении теплоты. Поэтому надо сразу предусмотреть такую потерю и увеличить расход пара на эти 5 %.

Термин «влажность пара» используют химики-технологи. Энергетики же, которые и занимаются выработкой пара, предпочитают несколько другое понятие – «сухость пара». Например, если в составе пара содержится уже упомянутые 5 % влаги, то энергетик для его характеристики употребит термин «сухость пара 95 %». Нетрудно догадаться, что сумма «влажности пара» и «сухости пара» равна 100 %.

## 9. МЕСТО ТЕПЛООБМЕННИКА В ХИМИЧЕСКОЙ ТЕХНОЛОГИИ

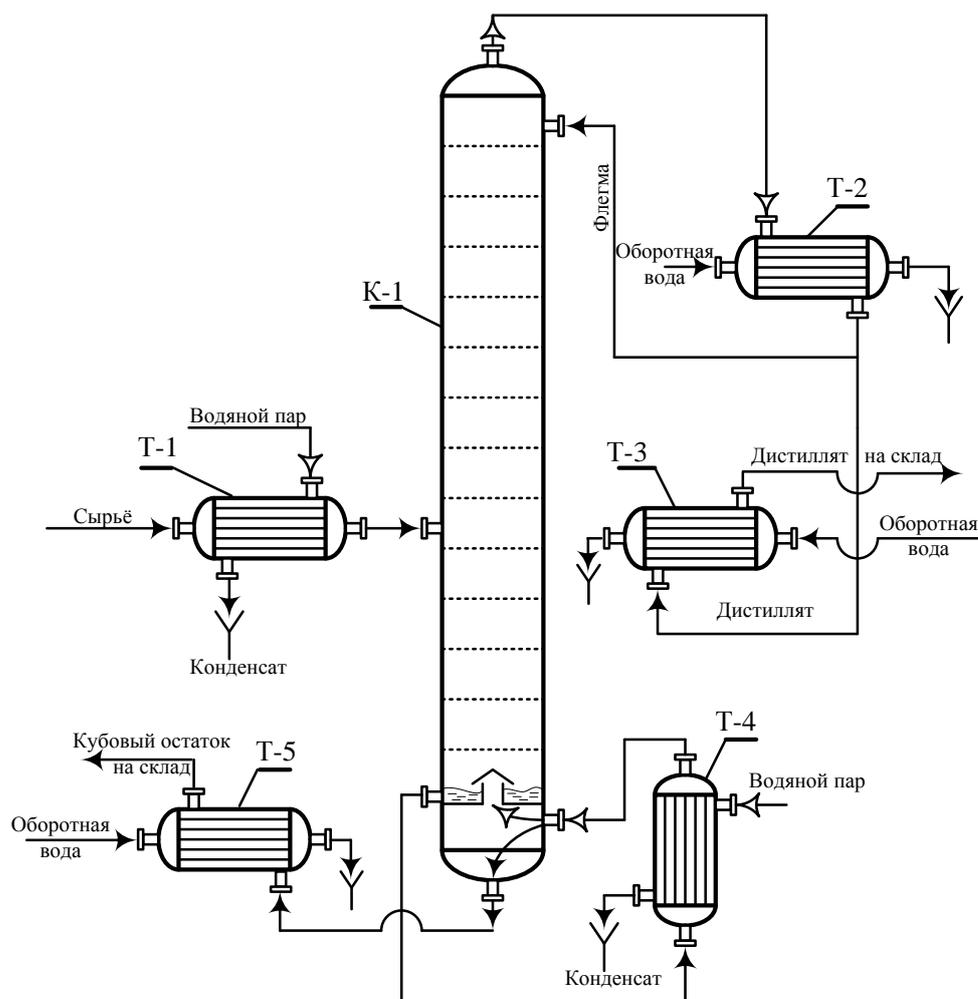
Цель данного раздела – показать типовые места использования (установки) теплообменного оборудования в структуре химического производства.

Рассказать обо всех возможных вариантах применения теплообменного оборудования в составе химического производства крайне трудно – слишком велико число мест, где устанавливаются теплообменники. Но есть места, присутствие в которых теплообменного оборудования обязательно. В качестве типового примера рассмотрим упрощённую схему ректификационной установки для разделения бинарной (двухкомпонентной) смеси. Упрощённой эта схема является потому, что на ней не показаны аппараты, не имеющие принципиального значения. Например, опущены многочисленные ёмкости и насосы. Также не показаны приборы управления установкой и контроля параметров процесса.

Первый вариант этой схемы показан на рис. 9.1. Расскажем о принципе работы установки, делая акцент на использовании теплообменников.

Перейдём к описанию схемы. Допустим, что необходимо разделять смесь бензола и толуола. Это будет сырьё. Из него нужно получить чистые компоненты – бензол и толуол. Разделение будет проводиться в ректификационной колонне, которая на схеме обозначена К-1. Но перед подачей в колонну сырьё, т. е. смесь бензола и толуола, необходимо нагреть до температуры кипения. Для этой цели предназначен **теплообменник Т-1**. По назначению этот аппарат можно называть подогревателем, так как его задача – передать теплоту от какого-то горячего потока холодному сырью. В качестве теплоносителя можно использовать водяной пар, т. е. в межтрубное пространство аппарата подаётся насыщенный водяной пар, который конденсируется на пучке труб. При этом происходит выделение огромного количества теплоты, которое получает идущее по трубкам сырьё. Например, если взять пар давлением 0,4 МПа (4 ат), то

при конденсации всего 1 кг будет выделяться огромное количество тепловой энергии – 2141 кДж. Эта теплота называется **удельной теплотой конденсации**, или просто **теплотой конденсации** (см. главу 8). Отдав теплоту, пар превращается в чистую дистиллированную воду. На производстве эту воду принято называть **конденсатом**. Конденсат отводится в специальную технологическую линию для сбора и возврата в цех, где получали пар.



*Рис. 9.1.* Принципиальная схема ректификационной установки:  
*T-1* – подогреватель сырья; *K-1* – ректификационная колонна; *T-2* – конденсатор (дефлегматор); *T-3* – холодильник дистиллята; *T-4* – вертикальный термосифонный кипятильник; *T-5* – холодильник кубового остатка

В задании на проектирование подогревателя *T-1* обычно указывается температура сырья на входе  $t_{2н}$ , расход и состав разделяемой жидкости, давление процесса. А вот температуру на выходе из подогревателя *T-1* (температуру начала кипения)  $t_{2к}$  необходимо рассчитать по

уравнению (6.1). Кроме того, нужно будет самостоятельно выбрать давление греющего насыщенного водяного пара. Пример расчёта подогревателя сырья ректификационной колонны насыщенным водяным паром приведён в главе 10, а горячей водой – в главе 11.

После разделения в ректификационной колонне К-1 с её верха отводится пар, который представляет собой бензол с некоторым содержанием толуола. Пар направляется в теплообменник Т-2. По назначению этот аппарат является конденсатором (на производстве иногда его называют дефлегматором, что не совсем верно). В нём поступающий с верха колонны пар отдаёт теплоту холодному потоку – оборотной воде<sup>14</sup>. Пар при этом переходит в жидкое состояние. Для расчёта конденсатора обычно указывается расход поступающего на конденсацию пара, его состав, давление процесса, а вот температуры входа  $t_{1н}$  и выхода  $t_{1к}$  не заданы, их нужно будет искать. Если бы пар представлял собой чистое вещество (например, бензол), то проблем с определением температуры процесса не было. Но так как пар чаще всего является смесью, то для расчёта придётся определять температуру начала конденсации по уравнению (6.2) и температуру конца конденсации по уравнению (6.1). А чтобы определить расход оборотной воды, надо будет самостоятельно задаться её начальной  $t_{2н}$  и конечной  $t_{2к}$  температурами. На основе практических данных начальную температуру оборотной воды принимают равной 25 °С, а конечную температуру обычно выбирают в диапазоне 40–45 °С (пункт 1 главы 4). Пример расчёта конденсатора приведён в главе 13.

Выходящая из аппарата Т-2 жидкость делится на два потока: один возвращается на верхнюю тарелку колонны К-1 в качестве орошения (флегма), а второй, дистиллят, является товарным продуктом и отправляется в резервуар на склад готовой продукции. Но перед этим дистиллят необходимо охладить до возможно низкой температуры. Иначе при поступлении горячего потока в резервуар начнётся испарение

---

<sup>14</sup> Оборотная вода – (circulating water) вода, последовательно и многократно используемая в технологических процессах по принципу замкнутых систем без сброса в поверхностные водоёмы или канализацию.

ценного компонента. Кроме чисто экономических потерь, это вызовет загрязнение атмосферы вследствие «большого дыхания» в резервуаре.

Для охлаждения дистиллята используется **теплообменник Т-3**, который по своему назначению является холодильником. В нём теплота горячего дистиллята снимается оборотной водой. Как и в конденсаторе Т-2, эта вода на входе в аппарат имеет температуру 25 °С, а на выходе – 40–45 °С. Иногда для более эффективного охлаждения дистиллята применяют свежую воду из заводского водозабора, температура этой воды ниже температуры оборотной. Входящий в холодильник дистиллят имеет температуру конца конденсации, которую нужно определить по уравнению (6.1). Пример расчёта холодильника дистиллята приведён в главе 15.

Следующий аппарат – **теплообменник Т-4**. Это кипятильник. Вернее, не просто кипятильник, а **вертикальный термосифонный кипятильник**. Это кожухотрубчатый одноходовой теплообменник, установленный вертикально. Его задача – создать поток пара в колонне К-1. Работает аппарат следующим образом. В колонне К-1 установлена так называемая «глухая тарелка», с которой стекающая по колонне флегма отводится в трубный пучок кипятильника Т-4. В его межтрубное пространство подаётся насыщенный водяной пар (как в подогреватель Т-1), который передаёт свою теплоту конденсации жидкости. Эта жидкость начинает кипеть. В результате по трубам с большой скоростью поднимается парожидкостная смесь, которая вырывается из кипятильника Т-4 и возвращается под «глухую тарелку» колонны К-1. Под этой «глухой тарелкой» происходит сепарация (разделение) жидкой и паровой фаз: жидкость стекает в низ колонны и отводится из неё в качестве кубового остатка, а пар идет вверх по колонне. Расчёт кипятильника усложняется тем обстоятельством, что в трубном пучке испаряется не вся жидкость, а только её часть. Эту испарившуюся часть называют **долей отгона** (пункт 4 главы 1). Пример расчёта вертикального термосифонного кипятильника приведён в главе 14.

Упомянутый вертикальный термосифонный кипятильник принято использовать в нефтехимических производствах. В процессах же переработки нефти предпочтение отдаётся горизонтальному кипятильнику с паровым пространством – ребойлеру. Его принципиальное устройство показано на рис. 2.13. А на рис. 9.2 приведена фотография этого аппарата.



*Рис. 9.2.* Внешний вид ребойлера – кипятильника с паровым пространством

Последний аппарат – **теплообменник Т-5**. Это холодильник кубового остатка. Как и дистиллят, нижний продукт колонны К-1 перед закачкой в резервуар необходимо охладить. Это можно сделать с помощью оборотной воды. При расчёте этого теплообменника нужно будет определить начальную температуру горячего потока  $t_{1Н}$ . Сделать это можно по уравнению изотермы жидкой фазы (6.1).

Схема, показанная на рис. 9.1, имеет один существенный недостаток – она очень энергоёмка. Два аппарата этой схемы – подогреватель сырья Т-1 и кипятильник Т-4 – получают теплоту от внешнего источника (водяного пара), а три других теплообменника – конденсатор Т-2 и холодильники Т-3 и Т-5 – эту теплоту выбрасывают в окружающую среду. Это плохо и с экономической, и с экологической точек зрения. Напрашивается мысль хотя бы частично использовать

теплоту отходящих потоков. Например, можно кубовый остаток направить в теплообменник Т-6, где он будет отдавать часть своей теплоты поступающему в колонну сырью (рис. 9.3). Такое повторное использование тепловой энергии называют **рекуперацией**<sup>15</sup>, а теплообменник – **рекуперативным**. В этом случае будет достигаться экономия как довольно дорогого водяного пара, так и не очень дорогой, но тоже не бесплатной охлаждающей оборотной воды. При расчёте нового рекуперативного теплообменника Т-6 неизвестными будут две температуры: температура сырья на выходе  $t_{2к}$  и температура кубовой жидкости на выходе  $t_{1к}$ . Придётся какой-то температурой задаваться. В примере расчёта (глава 12) задана температура  $t_{2к}$ . Вторая температура будет находиться из уравнения теплового баланса (4.1).

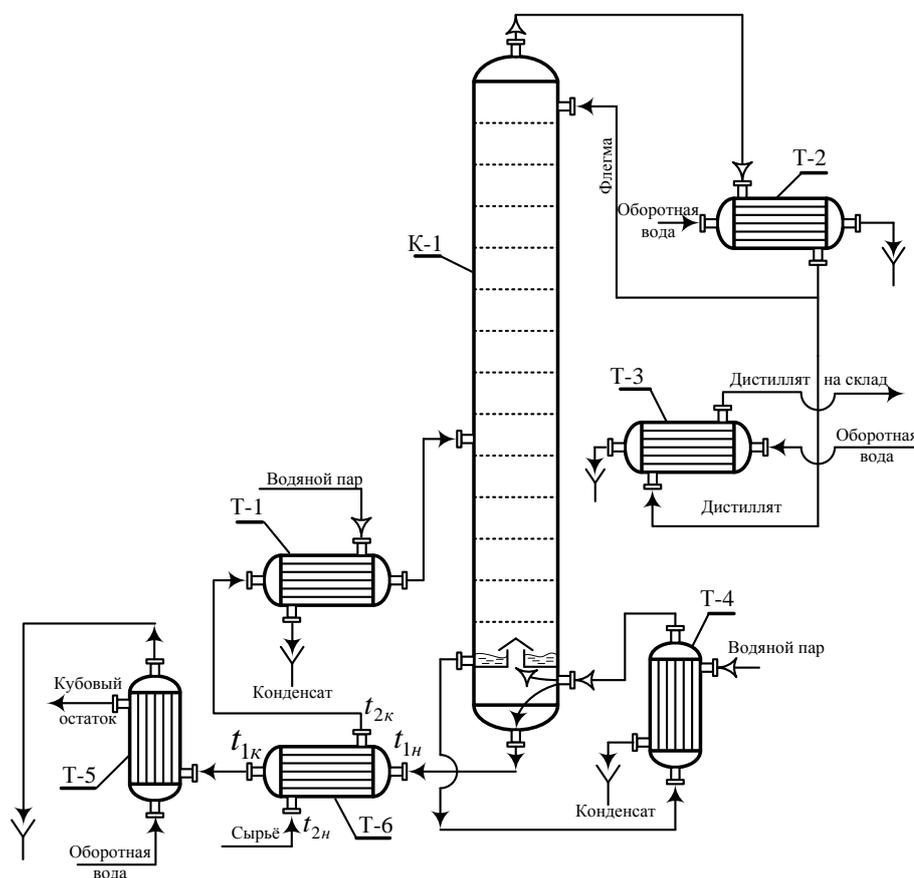


Рис. 9.3. Схема ректификационной установки с утилизацией теплоты кубового остатка:

$T-1$  – подогреватель сырья;  $K-1$  – ректификационная колонна;  $T-2$  – конденсатор (дефлегматор);  $T-3$  – холодильник дистиллята;  $T-4$  – вертикальный термосифонный кипятильник;  $T-5$  – холодильник кубового остатка;  $T-6$  – рекуперативный теплообменник

<sup>15</sup> **Рекуперация** (от лат. *recuperatio* – обратное получение) – возвращение части материалов или энергии для повторного использования в том же технологическом процессе.

## 10. РАСЧЁТ ПАРОВОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ СЫРЬЯ

Разделяемую смесь можно подавать в ректификационную колонну в виде холодной, т. е. не кипящей жидкости, в виде жидкости, нагретой до температуры кипения, в виде парожидкостной смеси и в виде пара. В теории процесса ректификации строго доказывается, что из этих четырёх вариантов предпочтение следует отдать подаче в колонну сырья, нагретого до температуры начала кипения. При таком способе минимизируется объём колонны и снижаются энергетические затраты на процесс.

Для нагрева сырья наиболее целесообразно использовать насыщенный водяной пар (НВП). Это самый распространённый технологический теплоноситель. Его теплота конденсации просто огромна – один килограмм пара даёт примерно 2000 кДж теплоты! На заводах получают пар в собственных парогенераторах (паровых котлах) или используют пар, приходящий с теплоэлектростанции (ТЭЦ). Следует знать, что все предприятия химического профиля снабжаются электроэнергией от двух независимых источников, одним из которых как раз и является ТЭЦ. Энергетический цикл ТЭЦ предполагает образование большого количества тепловой энергии в виде пара и горячей воды, которые отправляются потребителям.

*Исходные данные на проектирование. Рассчитать подогреватель сырья ректификационной колонны. Состав сырья: бензол  $\bar{x}_B = 50\%$  масс., толуол  $\bar{x}_T = 50\%$  масс. Расход сырья  $G_2 = 18000$  кг/час. Начальная температура сырья на входе в подогреватель  $t_{2н} = 20$  °С. Температура сырья на выходе из аппарата равна температуре начала кипения смеси  $t_{2к} = t_{нк}$ . Давление на входе в аппарат  $P_2 = 0,11$  МПа. В качестве теплоносителя использовать насыщенный водяной пар. Давление пара выбрать и обосновать выбор.*

### РАСЧЁТ

Отправляясь в путешествие, хорошо бы заранее иметь список пунктов следования, что-то вроде карты или своего рода GPS-навигатора. В инженерных расчётах такой картой, таким навигатором выступает алгоритм расчёта.

Алгоритм расчёта нашего процесса будет следующим:

1. Пересчёт массовых концентраций в молярные  $\bar{x}_i \rightarrow x_i$ . Это очень простое действие.
2. Определение температуры начала кипения, т. е. той температуры, при которой смесь заданного состава при заданном давлении начнёт кипеть,  $t_{2к} = t_{нк}$ . Если не пользоваться программой расчёта, то на этот расчёт уйдёт довольно много времени.
3. Выбор параметров греющего водяного пара. По найденной температуре  $t_{2к} = t_{нк}$  принимается желаемое значение температуры насыщенного водяного пара, а по ней – его давление:  $t_{1н} \rightarrow P_1$ .
4. Вычисление средней разности температур между горячим и холодным потоками  $\Delta t_{ср}$ . Обычно этот пункт затруднений не вызывает.
5. Формирование банка теплофизических свойств веществ, участвующих в процессе, и вычисление критерия Прандтля. Здесь потребуются справочные таблицы. Они приведены в приложении.
6. Определение тепловой нагрузки на проектируемый аппарат  $Q$  и расхода насыщенного водяного пара  $G_1$ . Это очень простой пункт.
7. Принятие на основе опыта эксплуатации паровых подогревателей ориентировочного значения коэффициента теплопередачи  $K_{ор}$ .
8. Вычисление ориентировочной площади поверхности теплопередачи  $F_{ор}$ .
9. Вычисление необходимого числа трубок  $n$  трубного пучка, которое обеспечит развитое турбулентное движение нагреваемого сырья в аппарате. Это необходимо сделать, так как только по величине поверхности теплопередачи  $F_{ор}$  выбрать аппарат будет затруднительно.
10. Выбор аппарата по ГОСТ.

Теперь начинается проверка выбранного аппарата на соответствие поставленной в задании цели. Этот расчёт называют **поверочным**.

11. Определение скорости движения нагреваемой среды в трубах трубного пучка.

12. Вычисление значения критерия Рейнольдса и определение характера движения сырья в трубах.
13. Нахождение значения критерия Нуссельта для нагреваемого сырья и расчёт коэффициента теплоотдачи  $\alpha_2$ .
14. Определение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_1$  от конденсирующегося водяного пара к трубам трубного пучка (межтрубное пространство). Расчёт делается для вертикального и горизонтального аппаратов.
15. Нахождение расчётного коэффициента теплопередачи при вертикальной и горизонтальной установке теплообменника. Сначала выполним расчёт без учёта загрязнений теплопередающей поверхности, а затем с учётом загрязнения, появление которого в процессе эксплуатации аппарата неизбежно. Напомним, что коэффициент теплопередачи появляется именно в момент «примерки» выбранного аппарата на заданный процесс.
16. Расчёт требуемой площади поверхности теплопередачи и определение запаса этой площади, который должен лежать в пределах 10–30 %. Меньший запас не гарантирует, что выбранный аппарат на протяжении всего срока эксплуатации справится с заданным процессом. А больший запас приводит к неоправданным материальным затратам.
17. Расчёт диаметров штуцеров<sup>16</sup>.

Теперь, когда маршрут известен, можно выходить в путь.

1. Для расчёта температуры начала кипения смеси требуется её молярный состав. Для пересчёта используется классическая формула, которая для двухкомпонентной смеси имеет вид:

$$x_1 = \frac{\frac{\bar{x}_1}{M_1}}{\frac{\bar{x}_1}{M_1} + \frac{\bar{x}_2}{M_2}}, \quad (10.1)$$

---

<sup>16</sup> Штуцер (от нем. *Stutzen* – короткоствольное ружьё, патрубков) – отрезок трубы с фланцем, предназначенный для соединения аппарата с трубопроводом или другим аппаратом.

где  $x_1$  – молярная доля первого компонента,  $x_2$  – молярная доля второго компонента;  $\bar{x}_1$  – массовая доля первого компонента,  $\bar{x}_2$  – массовая доля второго компонента,  $M_1$  и  $M_2$  – молярные массы первого и второго компонентов.

Присвоим компонентам нагреваемой смеси нижние индексы: первому компоненту (бензолу) – «б», второму компоненту (толуолу) – «т». Необходимые для расчёта молярные массы бензола  $M_б$  и  $M_т$  можно или рассчитать, или взять из приложения 1:

для бензола  $M_б = 78 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$ , для толуола  $M_т = 92 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$ .

Теперь выполняем пересчёт, соблюдая правила оформления:

$$x_б = \frac{\frac{\bar{x}_б}{M_б}}{\frac{\bar{x}_б}{M_б} + \frac{\bar{x}_т}{M_т}} = \frac{\frac{50}{78}}{\frac{50}{78} + \frac{50}{92}} = 0,541.$$

Молярную массу второго компонента можно рассчитать точно также, а можно не тратить время и найти из простого соотношения:

$$x_б + x_т = 1,0; \text{ значит, } x_т = 1,0 - x_б = 1,0 - 0,541 = 0,459.$$

## 2. Определение температуры начала кипения смеси.

В задании на проектирование указано, что температура жидкости на выходе из подогревателя (конечная температура  $t_{2к}$ ) равна температуре начала кипения  $t_{нк}$ . Для нахождения этой температуры воспользуемся формулой (6.1). Необходимые для расчёта давления паров бензола и толуола проще всего рассчитать по уравнению Антуана (6.3). Значения коэффициентов этого уравнения приведены в приложении 7.

В главе 6 был описан алгоритм вычисления температуры начала конденсации (температуры конца кипения – это одно и то же) по уравнению (6.2) методом линейной интерполяции. Сейчас мы снова применим этот метод, но использовать будем уравнение (6.1).

2.1. Ориентируясь на температуры кипения чистых бензола и толуола при атмосферном давлении (приложение 1), принимаем температуру 90 °С.

2.2. Для этой температуры по уравнению Антуана вычисляем давления пара бензола и толуола. Значения коэффициентов уравнения Антуана берём из приложения 7 и сводим в табл. 10.1.

Таблица 10.1

Значения коэффициентов уравнения Антуана

Компонент	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>
Бензол	15,9008	2788,51	-52,36
Толуол	16,0137	3096,52	-53,67

Давление пара бензола при 90 °С:

$$\ln P_{\text{б}} = 15,9008 - \frac{2788,51}{-52,36 + 273 + 90} = 6,924;$$

$$P_{\text{б}} = e^{6,924} = 1017 \text{ мм рт. ст.}$$

На калькуляторах с двухстрочными мониторами эти два действия заменяются одним – расчёт проводится, минуя вычисление логарифма, т. е. выполняется действие:

$$P_{\text{Т}} = \exp\left(A_{\text{Т}} - \frac{B_{\text{Т}}}{273 + t + C_{\text{Т}}}\right) = \exp\left(16,0137 - \frac{3096,52}{273 + 90 - 53,67}\right) = 405 \text{ мм рт. ст.}$$

2.3. Для удобства расчётов переведём давление, при котором ведётся нагрев смеси, из паскалей в миллиметры ртутного столба:

$$P = \frac{0,11 \cdot 10^6}{133,3} = 825 \text{ мм рт. ст.},$$

где 133,3 – число паскалей в 1 мм рт. ст.

2.4. Найдём значение суммы в уравнении изотермы жидкой фазы (6.1):

$$\frac{P_{\text{б}}}{P} x_{\text{б}} + \frac{P_{\text{Т}}}{P} x_{\text{Т}} = \frac{1017}{825} 0,541 + \frac{405}{825} 0,459 = 0,892.$$

Хотели получить 1, а получили меньше 1. Значит, в дробях необходимо увеличить числители, т. е. давления пара бензола и толуола. А это можно сделать, подняв температуру.

2.5. Принимаем второе значение температуры 100 °С и повторяем расчёт:

$$P_{\text{б}} = 1345 \text{ мм рт. ст.}, P_{\text{т}} = 554 \text{ мм рт. ст.};$$

$$\frac{P_{\text{б}}}{P} x_{\text{б}} + \frac{P_{\text{т}}}{P} x_{\text{т}} = \frac{1345}{825} 0,541 + \frac{554}{825} 0,459 = 1,190.$$

Теперь значение сумм оказалось больше 1.

2.6. Используем метод линейной интерполяции и находим значение температуры, при которой наша смесь начнёт кипеть (рис. 10.1).

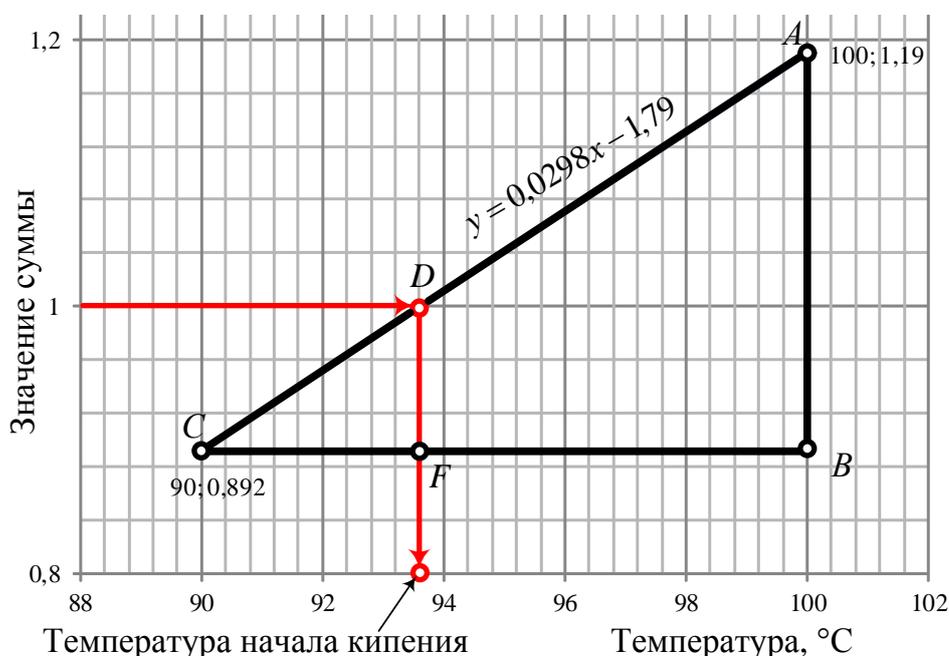


Рис. 10.1. Определение температуры начала кипения бинарной смеси методом линейной интерполяции

В главе 6 уже было сказано, что делать расчёт искомой температуры начала кипения по графику не обязательно. Гораздо проще воспользоваться подобием треугольников  $ABC$  и  $CDF$ . Получаем температуру начала кипения смеси  $t_{2к} = t_{нк} = 94^{\circ}\text{C}$ .

2.7. Но и это ещё не всё. Средствами Excel можно получить уравнение прямой  $AC$ . Оно имеет вид  $y = 0,0298x - 1,79$ .

Положив  $y = 1$ , находим значение искомой температуры:

$$x = t_{2к} = t_{нк} = \frac{y + 1,79}{0,0298} = \frac{1 + 1,79}{0,0298} = 93,6 \approx 94^\circ \text{C}.$$

### 3. Выбор температуры и давления насыщенного водяного пара.

В качестве греющего агента в задании указан насыщенный водяной пар, параметры которого необходимо выбрать самостоятельно. Для обеспечения эффективной передачи теплоты необходимо предусмотреть разность температур между теплоносителем и холодным потоком не менее 30–50 °С. Слишком же большая разность, больше 50°, вызовет сильные температурные напряжения в аппарате и потребует установки температурных компенсаторов, что увеличит стоимость аппарата. В нашем примере конечная температура углеводородного сырья равна 94 °С. Следовательно, температура горячего потока должна быть не менее 124 °С. В практике теплоснабжения предприятий главным параметром насыщенного водяного пара является его давление, которое обычно имеет значения 1.0, 0.8, 0.6, 0.4, 0.3, 0.2 МПа. Согласно приложению 9, принимаем в качестве теплоносителя насыщенный водяной пар давлением 0,2943 МПа (3 ат), который имеет температуру 133 °С.

4. Вычисление средней разности температур между горячим и холодным потоками  $\Delta t_{\text{ср}}$ .

Так как температура одного из потоков, насыщенного водяного пара, постоянна<sup>17</sup>, средняя разность температур не зависит от способа организации теплообмена (рис. 10.2).

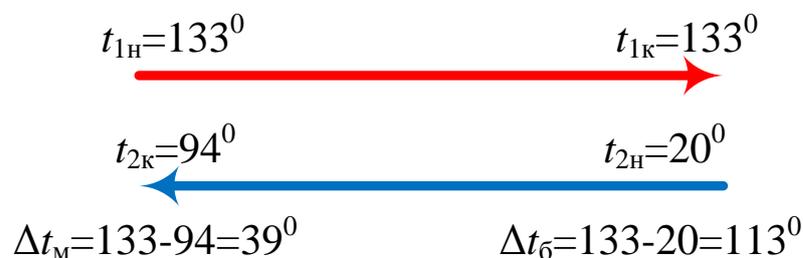


Рис. 10.2. Иллюстрация расчёта средней разности температур

<sup>17</sup> Напомним, что в аппарат заходит водяной пар с температурой 133 °С, а выходит конденсат (вода) с той же самой температурой.

Среднюю разность температур рассчитываем по формуле (5.1):

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{113 - 39}{\ln \frac{113}{39}} = 70^{\circ} \text{C}.$$

5. Формирование банка теплофизических свойств веществ. Для дальнейших расчётов потребуются теплофизические свойства обоих потоков, которые зависят от температуры. Поэтому сначала необходимо найти средние температуры конденсата и углеводородного сырья. В нашем примере температура горячего потока постоянна, поэтому средняя температура холодного потока в соответствии с формулой (5.3) составит величину:

$$t_{2\text{ср}} = t_{1\text{ср}} - \Delta t_{\text{ср}} = 133 - 70 = 63^{\circ} \text{C}.$$

Свойства индивидуальных компонентов холодного потока (бензол и толуол) найдём по приложениям 2–5 и сведём в табл. 10.2). При этом следует иметь в виду, что некоторые свойства (плотность, теплопроводность) мало зависят от температуры, и в инженерных расчётах нет смысла учитывать их изменения при изменении температуры на 3–5 °С.

Таблица 10.2

**Теплофизические свойства бензола и толуола при 60 °С**

Свойство	Бензол	Толуол
Плотность, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	836	828
Вязкость, $\mu$ , Па×с	0,00039	0,00038
Теплоёмкость, $c$ , Дж/(кг×К)	1927	1890
Теплопроводность, $\lambda$ , Вт/(м×К)	0,136	0,128

Свойства смеси бензола и толуола определяем по уравнениям (8.1)–(8.4).

Плотность:

$$\frac{1}{\rho_2} = \frac{\bar{x}_{\text{б}}}{\rho_{\text{б}}} + \frac{\bar{x}_{\text{т}}}{\rho_{\text{т}}} = \frac{0,5}{836} + \frac{0,5}{828}.$$

$$\text{Отсюда } \rho_2 = 832 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Вязкость:

$$\lg \mu_2 = x_6 \lg \mu_6 + x_T \lg \mu_T = 0,541 \cdot \lg 0,00039 + 0,459 \cdot \lg 0,00038 = -3,41.$$

Тогда  $\mu_2 = 0,00039 \text{ Па} \times \text{с}$ .

Теплоёмкость:

$$c_2 = \bar{x}_6 c_6 + \bar{x}_T c_T = 0,5 \cdot 1927 + 0,5 \cdot 1890 = 1909 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Теплопроводность:

$$\lambda_2 = \bar{x}_6 \lambda_6 + \bar{x}_T \lambda_T = 0,5 \cdot 0,136 + 0,5 \cdot 0,128 = 0,132 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}},$$

$$\lambda_2 = x_6 \lambda_6 + x_T \lambda_T = 0,541 \cdot 0,136 + 0,459 \cdot 0,128 = 0,132 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

Формулы дали одинаковые значения. Но если бы получились разные значения, то нужно было выбрать наименьшее значение.

Свойства парового конденсата (воды) берём из приложения 8. Все полученные значения сводим в табл. 10.3.

Таблица 10.3

### Теплофизические свойства потоков

Свойство	Горячий поток (конденсат)	Холодный поток (сырьё)
Средняя температура, °С	133	63
Плотность, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	932	832
Вязкость, $\mu$ , Па×с	0,00021	0,00039
Теплоёмкость, $c$ , Дж/(кг×К)	4270	1909
Теплопроводность, $\lambda$ , Вт/(м×К)	0,686	0,132
Критерий Прандтля, $Pr = \frac{c\mu}{\lambda}$	Не нужен	5,64

6. Определение тепловой нагрузки и расхода пара.

Тепловую нагрузку определим из уравнения (4.2):

$$Q = G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н}) = \frac{18000}{3600} \cdot 1909 \cdot (94 - 20) = 706330 \text{ Вт.}$$

Теоретический расход пара найдём из уравнения (4.2):

$$G_1 = \frac{Q}{r_1} = \frac{706330}{2171000} = 0,325 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

где  $r_1$  – теплота конденсации водяного пара взята из приложения 9.

При обсуждении уравнения (8.5) мы говорили о том, что пришедший на установку пар «по дороге» к аппарату уже частично сконденсировался. Это плохо. Придётся увеличивать теоретический расход пара на величину влажности, которую в практических расчётах принимают равной 5 %. Но это ещё не всё... Водяной пар будет поступать в межтрубное пространство теплообменника. Поэтому он нагреет до довольно высокой температуры кожух аппарата. Следовательно, неизбежны потери теплоты в окружающую среду. Естественно, для уменьшения этих потерь, а также для предотвращения ожогов персонала, аппарат будет покрыт слоем теплоизоляции. Это уменьшит потери теплоты, но не предотвратит их совсем. Поэтому в практике инженерных расчётов сразу закладывается величина потерь «на обогрев атмосферы» 3 %. Итого получаем неизбежные потери тепловой энергии 8 %. На эту величину придётся увеличить расход пара. Следовательно, фактический расход пара составит

$$G_1 = 0,325 \cdot 1,08 = 0,351 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

7. Принятие на основе опыта эксплуатации паровых подогревателей ориентировочного значения коэффициента теплопередачи  $K_{ор}$ .

Практика обследования огромного числа теплообменных аппаратов позволила собрать сведения о фактических значениях коэффициентов теплопередачи для различных случаев теплообмена. Эти данные приведены в приложении 10. Нам остаётся лишь выбрать интересующий случай теплообмена и принять рекомендуемое значение коэффициента теплопередачи. При передаче теплоты от

конденсирующегося водяного пара к органическим жидкостям рекомендуется диапазон значений коэффициента теплопередачи  $120 \div 340 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ .

Принимаем ориентировочный коэффициент теплопередачи  $K_{\text{ор}} = 340 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ .

8. По уравнению (3.2) вычислим ориентировочную площадь поверхности теплопередачи  $F_{\text{ор}}$ :

$$F_{\text{ор}} = \frac{Q}{K_{\text{ор}} \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{706330}{340 \times 70} = 30 \text{ м}^2.$$

9. Выбрать теплообменник только по величине площади теплопередачи довольно сложно – слишком велик выбор аппаратов, имеющих близкие значения площади. Надо бы найти ещё какой-то дополнительный параметр. Им может быть число труб. Ведь поток нагреваемого сырья пойдёт по трубному пространству, а водяной пар будет конденсироваться на трубном пучке. И нам очень желательно получить развитое турбулентное движение сырья в трубах, эффективность теплоотдачи при таком движении будет выше. Поэтому зададимся величиной критерия Рейнольдса для трубного пространства, например, 20000 (т. е.  $Re_{\text{тр}} = Re_2 = 20000$ ), примем диаметр труб  $d \times \delta = 25 \times 2$  мм и вычислим необходимое число труб  $n$  на один ход. По определению критерия Рейнольдса можем записать:

$$Re_2 = \frac{w_2 d_{\text{вн}} \rho_2}{\mu_2} = 20000.$$

Выразим значение средней скорости потока в трубах из уравнения расхода<sup>18</sup>:

$$w_2 = \frac{4V_2}{n\pi d_{\text{вн}}^2} = \frac{4G_2}{n\pi d_{\text{вн}}^2 \rho_2}.$$

---

<sup>18</sup> Уравнение расхода изучается в гидродинамике и здесь не рассматривается.

Теперь подставим полученное выражение в формулу для вычисления критерия Рейнольдса, выразим из полученного уравнения число труб на один ход  $n$  и вычислим его величину:

$$n = \frac{4G_2}{\pi d_{\text{вн}} \mu_2 \cdot \text{Re}_2} = \frac{4 \cdot 18000}{3,14 \cdot 0,021 \cdot 0,39 \cdot 10^{-3} \cdot 20000 \cdot 3600} = 39 \text{ шт.}$$

10. Выбор аппарата по ГОСТ. Теперь у нас есть два параметра для выбора аппарата: ориентировочная площадь поверхности теплопередачи  $F_{\text{ор}}=30 \text{ м}^2$  и требуемое число труб, при котором нагреваемое сырьё будет иметь развитое турбулентное движение,  $n = 39$  шт. По приложению 11 выбираем нормализованный аппарат со следующими характеристиками (представим их в виде табл. 10.4).

Таблица 10.4

**Параметры выбранного теплообменника**

Параметр аппарата	Единица измерения	Величина
Поверхность теплопередачи, $F_T$	$\text{м}^2$	31
Диаметр кожуха внутренний $D$	мм	400
Общее число труб $n_{\text{об}}$	шт.	100
Длина труб $L$	м	4,0
Площадь трубного пространства $S_{\text{тр}}$	$\text{м}^2$	0,017
Площадь межтрубного пространства $S_{\text{мтр}}$	$\text{м}^2$	0,02
Число ходов, $z$	шт.	2

Выбранный нами аппарат представлен на рис. 10.3. Пока не решён вопрос, как мы его установим – горизонтально, как показано на рисунке, или вертикально.

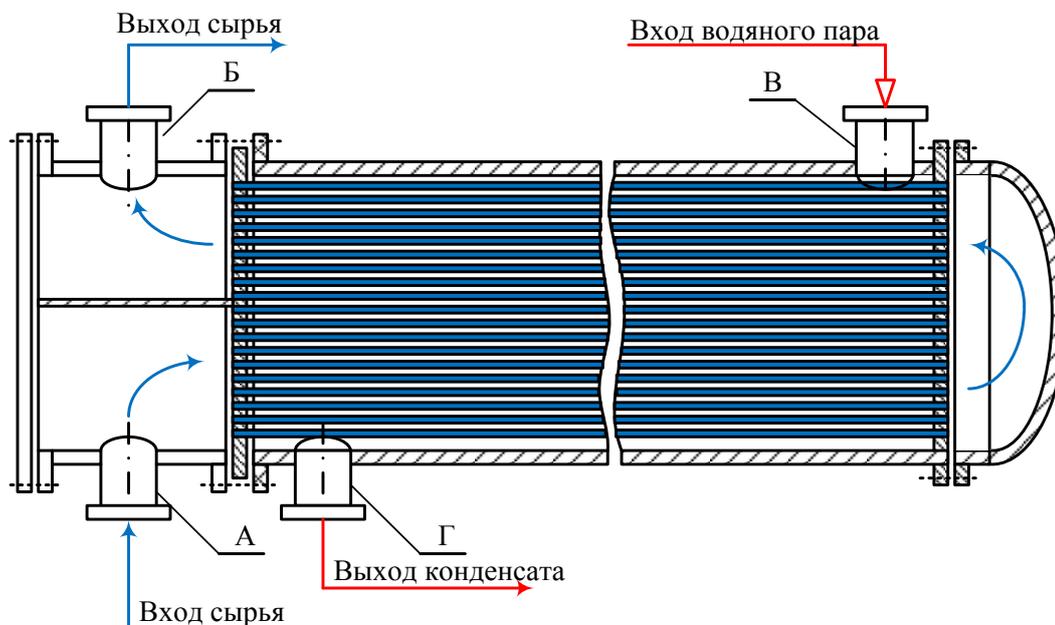


Рис. 10.3. Двухходовой кожухотрубчатый теплообменник без перегородок в межтрубном пространстве:

*A, B* – штуцеры входа и выхода сырья, *B* – штуцер ввода водяного пара,  
*Г* – штуцер вывода конденсата

Теперь нужно проверить, правильно мы выбрали аппарат или нет. Для этого выполняем **поверочный** расчёт.

11. Вычисляем скорость нагреваемого сырья в трубах выбранного аппарата  $w_2$ . Эта величина определяется из уравнения расхода. Будем помнить, что выбран **двухходовой** аппарат, и поэтому общее число труб 100 разделим на число ходов 2 и получим число труб на один ход  $n = 50$ :

$$w_2 = \frac{4V_2}{n\pi d_{\text{вн}}^2} = \frac{4G_2}{n\pi d_{\text{вн}}^2 \rho_2} = \frac{4 \cdot 18000}{\frac{100}{2} \cdot 3,14 \cdot 0,021^2 \cdot 832 \cdot 3600} = 0,35 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

12. Определим значение критерия Рейнольдса и режим движения нагреваемой жидкости в трубах:

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_{\text{вн}} \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,35 \cdot 0,021 \cdot 832}{0,00039} = 15680,$$

т. е. получили турбулентное движение потока в трубах.

13. Для вычисления значения критерия Нуссельта для нагреваемого сырья при турбулентном движении потока внутри труб воспользуемся уравнением (7.6):

$$\begin{aligned} \text{Nu}_2 &= 0,021 \varepsilon_i \text{Re}_2^{0,8} \text{Pr}_2^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{2\text{ст}}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 1 \cdot 15680^{0,8} \cdot 5,64^{0,43} \cdot 1 = 100,4. \end{aligned}$$

Величина скобки  $\left( \frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{2\text{ст}}} \right)^{0,25}$  этого уравнения считается равной 1, так как поток нагревается.

Тогда значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_2$  в соответствии с уравнением (7.2) составит

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \lambda_2}{d_{\text{вн}}} = \frac{100,4 \cdot 0,132}{0,021} = 631 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

14. Определение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_1$  от конденсирующегося водяного пара к трубам трубного пучка (межтрубное пространство).

Мы только что установили, с какой интенсивностью может получать теплоту холодный поток – сырьё ректификационной колонны. Теперь надо выяснить, насколько эффективно будет отдавать теплоту конденсирующийся пар. Для этого надо найти значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_1$ .

На величину коэффициента теплоотдачи при плёночной конденсации пара большое влияние оказывает расположение аппарата – горизонтальное или вертикальное. В теории процесса строго доказывается, что при горизонтальном расположении труб коэффициент теплоотдачи будет выше, чем при вертикальном. Но вертикальный аппарат тоже имеет своё преимущество, он занимает меньше места на технологической площадке. Поэтому проведём расчёт как для вертикального, так и для горизонтального расположения аппарата.

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к трубам при плёночной конденсации пара и ламинарном стекании плёнки

конденсата рассчитаем по формулам (7.10) при горизонтальной установке аппарата и (7.11) при его вертикальном расположении.

$$\alpha_{1,\text{гор}} = 2,02\varepsilon\lambda_1\sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 n_{\text{об}} L}{\mu_1 G_1}} = 2,02 \cdot 0,6 \cdot 0,686 \cdot \sqrt[3]{\frac{932^2 \cdot 100 \cdot 4}{0,00021 \cdot 0,351}} = 13940 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

$$\alpha_{1,\text{верт}} = 3,78\lambda_1\sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 d_{\text{н}} n_{\text{об}}}{\mu_1 G_1}} = 3,78 \cdot 0,686 \cdot \sqrt[3]{\frac{932^2 \cdot 0,025 \cdot 100}{0,00021 \cdot 0,351}} = 8008 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Как и следовало ожидать, при горизонтальном расположении аппарата коэффициент теплопередачи получился существенно больше, чем при вертикальном. Но самое главное в том, что интенсивность передачи теплоты от конденсирующегося пара к стенке труб ( $\alpha_1$ ) оказалась гораздо выше, чем от стенки к нагреваемой жидкости ( $\alpha_2$ ). Из анализа уравнения (7.1) можно сделать вывод, что скорость суммарного процесса передачи теплоты всегда будет ограничена скоростью самой медленной стадии. В нашем случае это будет стадия нагрева сырья. Другими словами, что толку, что водяной пар «старается» и хорошо отдаёт теплоту трубам, если жидкость «не старается» и неохотно берёт эту теплоту. Вот для таких случаев, когда заранее известно, что второй поток будет принимать теплоту гораздо хуже, чем её отдаёт пар, рекомендуется не тратить время на расчёт  $\alpha_1$ , а принять его из диапазона  $10000 \div 12000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . На точности расчётов это не ска-

жется. Для нашего случая можно смело утверждать, что коэффициент теплопередачи будет меньше  $\alpha_2$ , т. е. меньше  $631 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Проверим это.

15. Нахождение расчётного коэффициента теплопередачи при вертикальной и горизонтальной установке теплообменника без учёта потенциальных загрязнений теплопередающей поверхности и с учётом этих загрязнений.

Допустим, что наш аппарат будет изготовлен из обычной углеродистой стали, для которой коэффициент теплопроводности  $\lambda_{ст} = 46,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ . Толщина стенки трубы  $\delta_{ст} = 2 \text{ мм}$ . Тогда для чистой теплопередающей поверхности коэффициент теплопередачи:

$$K_{0,гор} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1,гор}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{13940} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{631}} = 588 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

$$K_{0,верт} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1,верт}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{8008} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{631}} = 570 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Результат получился практически одинаковым.

Теперь учтём появление загрязнений как со стороны водяного пара, так и со стороны нагреваемого сырья. Согласно рекомендациям (см. табл. 7.1), примем их численные значения равными  $5800 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ .

Тогда расчётные коэффициенты теплопередачи запишутся как:

$$K_{р,гор} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1,гор}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} + r_{загр,1} + r_{загр,2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{13940} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{631} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{5800}} = 489 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

$$K_{р,верт} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1,верт}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} + r_{загр,1} + r_{загр,2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{8008} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{631} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{5800}} = 477 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Снова получены практически одинаковые значения коэффициента теплопередачи. Следовательно, вид установки аппарата – горизонтальная или вертикальная – в данном случае не имеет значения. Кроме того, как и было предсказано в пункте 14 расчёта, коэффициент теплопередачи оказался меньше меньшего коэффициентов теплоотдачи, т. е.  $K < \alpha_2$ . Следовательно, значение  $\alpha_1$  можно было и не рассчитывать, а принять из рекомендованного диапазона  $10000 \div 12000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ .

16. Расчёт требуемой площади поверхности теплопередачи и определение запаса этой площади.

Определим по формуле (3.2) требуемую расчётную площадь поверхности теплопередачи аппарата, устанавливаемого вертикально:

$$F_{p,\text{верт}} = \frac{Q}{K_p \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{706330}{477 \cdot 70} = 21 \text{ м}^2.$$

Запас площади поверхности теплопередачи составит

$$\Delta = \frac{F_T - F_p}{F_p} \cdot 100\% = \frac{31 - 21}{21} \cdot 100\% = 48\%.$$

Данный запас превышает рекомендуемый нормами технологического проектирования 30 % (пункт 16 алгоритма расчёта). Получается, что выбранный нами теплообменник слишком велик. Заказывать и устанавливать его нельзя. Нужно найти более «скромный» вариант аппарата, т. е. придётся «примерять» другой аппарат. И тут нам немного повезло: согласно приложению 11, имеется точно такой же теплообменник, но с площадью поверхности теплопередачи  $F_T = 24 \text{ м}^2$  и длиной труб пучка 3 м.

Изменение длины трубного пучка нового аппарата незначительно скажется только на величине коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося водяного пара к трубам  $\alpha_{1,\text{гор}}$ , так как в расчётную формулу входит длина  $L$ . Однако это изменение не повлияет на конечный

результат, коэффициент теплопередачи всё равно будет меньше  $\alpha_2$ . При выборе этого аппарата запас поверхности составит

$$\Delta = \frac{F_T - F_p}{F_p} \cdot 100\% = \frac{24 - 21}{21} \cdot 100\% = 14\%.$$

Этот запас укладывается в нормы технологического проектирования 10–30 %.

Принимаем к установке теплообменник со следующими характеристиками (табл. 10.5).

Таблица 10.5

### Параметры выбранного теплообменника

Параметр аппарата	Единица измерения	Величина
Поверхность теплопередачи, $F_T$	м <sup>2</sup>	24
Диаметр кожуха внутренний, $D$	мм	400
Общее число труб, $n_{об}$	шт.	100
Длина труб, $L$	м	3,0
Площадь трубного пространства, $S_{тр}$	м <sup>2</sup>	0,017
Площадь межтрубного пространства, $S_{мтр}$	м <sup>2</sup>	0,02
Число ходов, $z$	шт.	2

Таким образом, мы нашли теплообменник, который позволит справиться с поставленной задачей – нагреть 18000 кг/час смеси бензола и толуола от 20 до 94 °С, используя в качестве теплоносителя насыщенный водяной пар. Если бы мы решали реальную производственную задачу, то дальше необходимо было бы найти производителей теплообменной аппаратуры, используя ресурсы Интернета, и на сайте потенциального исполнителя заказа заполнить опросный лист (бланк заказа). Все технические детали нашего заказа возьмёт на себя изготовитель. Например, по умолчанию в межтрубном пространстве выбранного теплообменника устанавливаются перегородки, предназначенные для турбулизации потока (см. рис. 2.6). Но для конденсирующегося водяного пара эти перегородки не требуются. Поэтому при оформлении заказа необходимо указать, что перегородки в межтрубном пространстве не устанавливать.

### 17. Расчёт диаметров штуцеров.

В практике технологических расчётов этот пункт, как правило, не выполняется – завод-изготовитель теплообменной аппаратуры руководствуется ГОСТ и сам устанавливает штуцеры необходимого диаметра. Мы делаем такой расчёт с чисто учебной целью.

ГОСТ регламентирует значения диаметров штуцеров кожухотрубчатых теплообменников в зависимости от диаметра их кожуха (приложения 13 и 14). Решим чисто учебную задачу, проверим пропускную способность штуцера при допустимой скорости потока в нём.

Штуцер – это обычная труба. А найти диаметр трубы очень просто, для этого существует уравнение расхода:

$$V = Sw_{\text{доп}} = \frac{\pi d_{\text{шт}}^2}{4} w_{\text{доп}}, \quad (10.2)$$

где  $w_{\text{доп}}$  – допустимая скорость потока в трубе, м/с;  $d_{\text{шт}}$  – диаметр штуцера, м;  $S$  – площадь сечения потока, м<sup>2</sup>.

Чтобы найти из уравнения (10.2) требуемый диаметр штуцера, необходимо знать допустимые скорости потоков. Слишком высокая скорость вызовет значительные гидравлические потери в трубопроводе, а слишком низкая – приведёт к неоправданному увеличению диаметра. Обобщение опыта эксплуатации трубопроводов позволило найти оптимальные диапазоны скоростей потоков, которые приведены в табл. 10.6.

Таблица 10.6

**Рекомендуемые значения скорости в трубопроводах**

Поток	Скорость, $w_{\text{доп}}$ , м/с
Жидкости при движении самотёком	0,1÷0,5
Жидкости в напорных трубопроводах	0,5÷2,5
Водяной пар при абсолютном давлении больше 0,05 МПа	15÷40
Газы и пары при абсолютном давлении больше 0,1 МПа	10÷25

У нашего аппарата два штуцера, А и Б, будут иметь одинаковый диаметр (рис. 10.3). Они подключены к напорному трубопроводу, по

которому подводится и отводится сырьё. Штуцер В предназначен для подключения к линии водяного пара, штуцер Г – для вывода конденсата.

Расчёт диаметра штуцеров А и Б (трубное пространство) при допустимой скорости 1,5 м/с:

$$d_A = d_B = \sqrt{\frac{4V_2}{\pi w_{2,\text{доп}}}} = \sqrt{\frac{4G_2}{\pi w_{2,\text{доп}} \rho_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 18000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 1,5 \cdot 832}} = 0,071 \text{ м} = 71 \text{ мм}.$$

Согласно ГОСТ (приложение 13), при диаметре кожуха 400 мм и числе ходов по трубам  $z = 2$  диаметры штуцеров для трубного пространства должны быть равны 150 мм. Следовательно, диаметры проходят с большим запасом. Принимаем к установке штуцера А и Б  $d_A = d_B = 150 \text{ мм}$ .

Приведем расчёт диаметра штуцера В для ввода водяного пара (межтрубное пространство). Примем допустимую скорость 30 м/с (см. табл. 10.6). Плотность насыщенного водяного пара возьмём из приложения 9:  $\rho_n = 1,62 \text{ кг/м}^3$ . Тогда

$$d_B = \sqrt{\frac{4G_1}{\pi w_{1,\text{доп}} \rho_n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,351}{3,14 \cdot 30 \cdot 1,62}} = 0,096 \text{ м} = 96 \text{ мм}.$$

Согласно ГОСТ (приложение 13), при диаметре кожуха 400 мм диаметр условного прохода для межтрубного пространства составляет 150 мм. Принимаем к установке диаметр штуцера для ввода водяного пара  $d_B = 150 \text{ мм}$ .

Выполним расчёт диаметра штуцера Г для вывода конденсата (межтрубное пространство). Примем скорость движения конденсата 0,2 м/с (см. табл. 10.6). Плотность конденсата (воды) возьмём из табл. 10.3. Тогда расчётный диаметр штуцера:

$$d_G = \sqrt{\frac{4G_1}{\pi w_{1,\text{доп}} \rho_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,351}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 932}} = 0,049 \text{ м} = 49 \text{ мм}.$$

Согласно ГОСТ (приложение 13), при диаметре кожуха 400 мм диаметр условного прохода для межтрубного пространства составляет

150 м. Принимаем к установке диаметр штуцера для вывода конденсата водяного пара  $d_{\Gamma} = 150$  мм.

Можно было проверять не диаметры штуцеров на их соответствие ГОСТ, а найти из уравнения (10.2) скорости в штуцерах (приложение 13) и посмотреть на их соответствие допустимым (см. табл. 10.6). Расчётные скорости не должны превышать допустимых значений.

## 11. РАСЧЁТ ПОДОГРЕВАТЕЛЯ СЫРЬЯ ГОРЯЧЕЙ ВОДОЙ

В химической технологии в качестве теплоносителя часто используют горячую воду, находящуюся под избыточным давлением. Мы с детства привыкли считать, что температура кипения воды равна  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  и, следовательно, выше этой температуры вода существовать не может. Это действительно так, но только если внешнее давление составляет  $760\text{ мм рт. ст.}$ , т. е. обычное атмосферное давление. Изменяя внешнее давление, можно изменять и температуру кипения воды. Поэтому фраза «обогрев производится водой с начальной температурой  $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ » не должна вызывать недоумения, т. к. вода находится под избыточным давлением. Хороший специалист на вопрос: «При какой температуре кипит вода?» должен задать встречный вопрос: «А при каком давлении?».

*Исходные данные на проектирование. Рассчитать подогреватель сырья ректификационной колонны. Состав сырья: бензол  $\bar{x}_b = 50\%$  масс., толуол  $\bar{x}_m = 50\%$  масс. Расход сырья  $18000\text{ кг/час}$ . Начальная температура сырья на входе в подогреватель  $t_{2н} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Температура сырья на выходе из аппарата равна температуре начала кипения смеси  $t_{2к} = t_{нк}$ . Давление на входе в аппарат  $P_2 = 0,11\text{ МПа}$ . В качестве теплоносителя использовать паровой конденсат с начальной температурой  $t_{1н} = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$  и конечной  $t_{1к} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ .*

### РАСЧЁТ

Алгоритм решения этого примера будет следующим:

1. Пересчёт массовых концентраций в молярные  $\bar{x}_i \rightarrow x_i$ . Это очень простое действие.
2. Определение температуры начала кипения, т. е. той температуры, при которой смесь заданного состава при заданном давлении начнёт кипеть,  $t_{2к} = t_{нк}$ . Если не пользоваться программой расчёта, то на этот расчёт уйдёт довольно много времени.

3. Вычисление средней разности температур между горячим и холодным потоками  $\Delta t_{\text{ср}}$ . Обычно этот пункт затруднений не вызывает.
4. Формирование банка теплофизических свойств веществ, участвующих в процессе, и вычисление критерия Прандтля для горячего и холодного потоков. Здесь потребуются справочные таблицы. Они приведены в приложениях.
5. Определение тепловой нагрузки на проектируемый аппарат  $Q$  по уравнению (4.1). Это очень простой пункт.
6. Расчёт требуемого расхода воды  $G_1$  (теплоносителя) из уравнения теплового баланса (4.1).
7. Принятие на основе опыта эксплуатации подогревателей ориентировочного значения коэффициента теплопередачи  $K_{\text{ор}}$ .
8. Вычисление ориентировочной площади поверхности теплопередачи  $F_{\text{ор}}$ .
9. Принятие решения о том, какой поток – горячий или холодный – направить в трубное пространство, а какой – в межтрубное.
10. Вычисление необходимого числа трубок  $n$ -трубного пучка, которое обеспечит развитое турбулентное движение потока в аппарате. Это необходимо сделать, так как только по величине поверхности теплопередачи  $F_{\text{ор}}$  выбрать аппарат будет затруднительно.
11. Выбор аппарата по ГОСТ.

Теперь начинается поверочный расчёт выбранного теплообменника. Его цель – проверить, справится ли предлагаемый к установке аппарат с заданным процессом. Для этого выполняем следующие расчёты:

1. Определение скорости движения потока в трубах трубного пучка.
2. Вычисление значения критерия Рейнольдса и определение характера движения потока в трубах.
3. Нахождение значения критерия Нуссельта для трубного пространства и расчёт коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{\text{тр}}$ .
4. Определение скорости движения потока в межтрубном пространстве аппарата.

5. Вычисление значения критерия Рейнольдса и определение характера движения потока в межтрубном пространстве.
6. Нахождение значения критерия Нуссельта для межтрубного пространства и расчёт коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{\text{мтр}}$ .
7. Нахождение расчётного коэффициента теплопередачи без учёта загрязнений стенки и с учётом этих загрязнений. Напомним, что коэффициент теплопередачи появляется именно в момент «примерки» выбранного аппарата на заданный процесс.
8. Расчёт требуемой площади поверхности теплопередачи и определение запаса этой площади, который должен лежать в пределах  $10 \div 30$  %. Меньший запас не гарантирует, что выбранный аппарат на протяжении всего срока эксплуатации справится с заданным процессом. А больший запас приводит к неоправданным материальным затратам.
9. Расчёт диаметров штуцеров.

1, 2. Этот пример по поставленной задаче не отличается от примера, рассмотренного в главе 10, опять надо подогреть сырьё ректификационной колонны. Только теплоноситель теперь другой: вместо водяного пара – горячая вода (конденсат). Поэтому первые два пункта – определение молярного состава нагреваемой смеси и расчёт температуры её кипения – будут полностью повторять пункты 1 и 2 главы 10:

- молярная доля бензола  $x_{\text{б}} = 0,541$ ;
- молярная доля толуола  $x_{\text{т}} = 0,459$ ;
- температура начала кипения смеси  $t_{2\text{к}} = t_{\text{нк}} = 94^{\circ}\text{C}$ .

3. Вычисление средней разности температур между горячим и холодным потоками  $\Delta t_{\text{ср}}$ . Мы сейчас не знаем, сколько ходов по трубному пространству будет у выбранного аппарата. Поэтому рассчитаем среднюю разность температур для противотока и прямотока и возьмём среднее значение.

Для противотока (рис. 11.1):

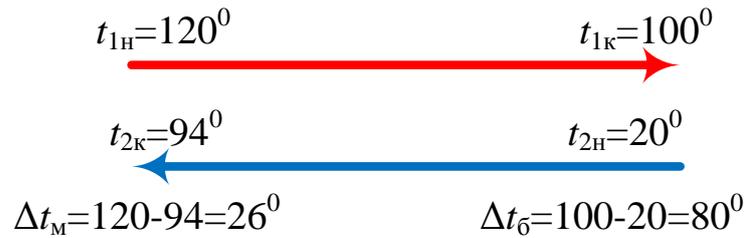


Рис. 11.1. Расчёт средней разности температур при противотоке

$$\Delta t_{\text{ср,прот}} = \frac{\Delta t_{\bar{\sigma}} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{\sigma}}}{\Delta t_M}} = \frac{80 - 26}{\ln \frac{80}{26}} = 48^{\circ} \text{C}.$$

Для прямотока (рис. 11.2):

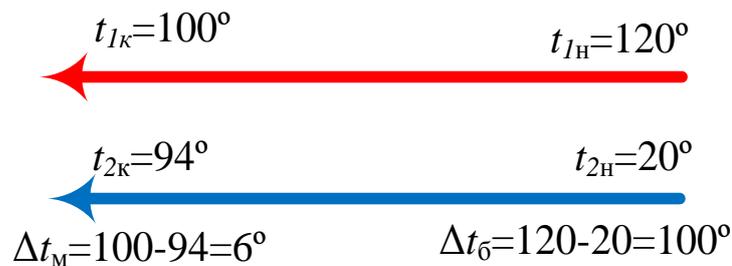


Рис. 11.2. Расчёт средней разности температур при прямотоке

$$\Delta t_{\text{ср,прям}} = \frac{\Delta t_{\bar{\sigma}} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{\sigma}}}{\Delta t_M}} = \frac{100 - 6}{\ln \frac{100}{6}} = 33^{\circ} \text{C}.$$

Средняя разность температур между потоками:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{ср,прям}} + \Delta t_{\text{ср,прот}}}{2} = \frac{48 + 33}{2} \approx 41^{\circ} \text{C}.$$

4. Нахождение теплофизических свойств потоков при их средних температурах.

Вычислим средние температуры потоков. Горячий поток (вода) меняет температуру на  $20^{\circ} \text{C}$ , а холодный (нагреваемая смесь бензола и толуола) – на  $74^{\circ} \text{C}$ . В соответствии с изложенным в главе 5 правилом

расчёта средних температур потоков будем считать, что средняя температура воды равна 110 °С. Тогда средняя температура нагреваемого сырья, согласно формуле (5.3):

$$t_{2cp} = t_{1cp} - \Delta t_{cp} = 110 - 41 = 69^{\circ}C \approx 70^{\circ}C.$$

Мы специально округлили значение температуры холодного потока до ближайшего кратного 10 значения, так проще будет искать свойства. А излишняя точность в наших расчётах ни к чему.

Свойства индивидуальных компонентов холодного потока (бензол и толуол) при 70 °С найдём по приложениям 2–5 и сведём в табл. 11.1.

*Таблица 11.1*

**Теплофизические свойства бензола и толуола при 70 °С**

Свойство	Бензол	Толуол
Плотность, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	826	818
Вязкость, $\mu$ , Па×с	0,00035	0,00035
Теплоёмкость, $c$ , Дж/(кг×К)	1979	1936
Теплопроводность, $\lambda$ , Вт/(м×К)	0,133	0,125

Свойства смеси бензола и толуола определяем по уравнениям (8.1)–(8.4).

Плотность:

$$\frac{1}{\rho_2} = \frac{\bar{x}_b}{\rho_b} + \frac{\bar{x}_m}{\rho_m} = \frac{0,5}{826} + \frac{0,5}{818}.$$

Отсюда  $\rho_2 = 822 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ .

Вязкость. В нашем случае её можно и не рассчитывать, бензол и толуол при 70 °С имеют одинаковый коэффициент. Но в общем случае этот расчёт надо делать. Поэтому сделаем расчёт, хотя его результат предскажем.

$$\lg \mu_2 = x_b \lg \mu_b + x_T \lg \mu_T = 0,541 \cdot \lg 0,00035 + 0,459 \cdot \lg 0,00035 = -3,46.$$

Тогда  $\mu_2 = 0,00035 \text{ Па} \times \text{с}$ .

Теплоёмкость:

$$c_2 = \bar{x}_6 c_6 + \bar{x}_T c_T = 0,5 \cdot 1979 + 0,5 \cdot 1936 = 1958 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Теплопроводность:

$$\lambda_2 = \bar{x}_6 \lambda_6 + \bar{x}_T \lambda_T = 0,5 \cdot 0,133 + 0,5 \cdot 0,125 = 0,129 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}};$$

$$\lambda_2 = x_6 \lambda_6 + x_T \lambda_T = 0,541 \cdot 0,133 + 0,459 \cdot 0,125 = 0,129 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

Формулы дали одинаковые значения. Но если бы получились разные значения, то нужно было бы выбрать наименьшее.

Свойства воды берём из приложения 8. Все полученные значения сводим в табл. 11.2.

Таблица 11.2

#### Теплофизические свойства потоков

Свойство	Горячая вода	Нагреваемое сырьё
Средняя температура, °С	110	70
Плотность, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	951	822
Вязкость, $\mu$ , Па×с	0,000256	0,00035
Теплоёмкость, $c$ , Дж/(кг×К)	4230	1958
Теплопроводность, $\lambda$ , Вт/(м×К)	0,685	0,129
Критерий Прандтля, $Pr = \frac{c\mu}{\lambda}$	1,58	5,31

5. Определение тепловой нагрузки на проектируемый аппарат  $Q$  по уравнению (4.1):

$$Q = G_2 c_2 (t_{2к} - t_{2н}) = \frac{18000}{3600} \cdot 1958 \cdot (94 - 20) = 724460 \text{ Вт}.$$

6. Расчёт требуемого расхода теплофикационной воды  $G_1$  из уравнения (4.1):

$$G_1 = \frac{Q}{c_1(t_{1н} - t_{1к})} = \frac{724460}{4230 \cdot (120 - 100)} = 8,6 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

В связи с неизбежными потерями теплоты в окружающую среду увеличим расход горячей воды на 3 %. Тогда фактический расход составит

$$G_1 = 1,03 \cdot 8,6 = 8,9 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

7. Принятие на основе опыта эксплуатации подогревателей ориентировочного значения коэффициента теплопередачи  $K_{ор}$ .

Согласно приложению 10, при вынужденном движении обоих потоков (а у нас движение и воды, и сырья обязательно будет вынужденным) коэффициент теплопередачи может изменяться в очень широком диапазоне – от 120 до 1700  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Глядя на этот диапазон, можно

смело утверждать, что надёжных данных по коэффициенту теплопередачи попросту нет. Но мы должны расчёт продолжать. Что ж, примем

$$K_{ор} = 340 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

8. Теперь можно вычислить ориентировочную площадь поверхности теплопередачи  $F_{ор}$ :

$$F_{ор} = \frac{Q}{K_{ор} \Delta t_{ср}} = \frac{724460}{340 \times 41} = 52 \text{ м}^2.$$

9. На очереди вопрос, который кажется простым только на первый взгляд: какой поток направить в трубы, а какой в межтрубное пространство? Этот вопрос требует ответа в каждом конкретном случае теплообмена. В нашем случае и горячий поток (вода), и холодный поток (органическая жидкость) не вызывают значительных отложений на поверхности труб, о чём мы говорили в главе 7. Но если направить горячую воду в межтрубное пространство, то она будет отдавать теплоту не только трубному пучку, но и кожуху. А это приведёт к

нежелательным потерям теплоты в окружающую среду. Поэтому примем решение направить горячий поток в трубы, а нагреваемую жидкость – в межтрубное пространство. Следует отметить, что такое решение является несколько спорным, так как в трубы мы направляем поток с бóльшим расходом – 8,9 кг/с воды против 5 кг/с нагреваемого сырья. Это приведёт к тому, что коэффициент теплоотдачи от воды к трубам будет больше, чем от труб к сырью. А это, в свою очередь, несколько увеличит площадь теплопередачи, т. е. капитальные затраты. Но мы получим выигрыш на эксплуатационных издержках за счёт снижения потерь теплоты.

10. Определим требуемое число труб в трубном пучке, при котором будет обеспечено развитое турбулентное движение воды. Это поможет нам в выборе эффективного теплообменника.

Как и в предыдущем примере (глава 10), зададимся величиной критерия Рейнольдса для трубного пространства  $Re_1 = 20000$ , примем диаметр труб  $d \times \delta = 25 \times 2$  мм и вычислим необходимое число труб  $n$  на один ход. По определению критерия Рейнольдса можем записать:

$$Re_1 = \frac{w_1 d_{\text{вн}} \rho_1}{\mu_1} = 20000.$$

Выразим значение средней скорости потока в трубах из уравнения расхода:

$$w_1 = \frac{4V_1}{n\pi d_{\text{вн}}^2} = \frac{4G_1}{n\pi d_{\text{вн}}^2 \rho_1}.$$

Теперь подставим полученное выражение в формулу для вычисления критерия Рейнольдса и вычислим требуемое число труб  $n$  **на один ход**:

$$n = \frac{4G_1}{\pi d_{\text{вн}} \mu_1 \cdot Re_1} = \frac{4 \cdot 8,9}{3,14 \cdot 0,021 \cdot 0,000256 \cdot 20000} = 105 \text{ шт.}$$

11. Примем по ГОСТ теплообменник со следующими параметрами (приложение 11 и табл. 11.3).

Таблица 11.3

Параметры выбранного теплообменника

Параметр аппарата	Единица измерения	Величина
Поверхность теплопередачи, $F_T$	м <sup>2</sup>	57
Диаметр кожуха внутренний $D$	мм	600
Общее число труб $n_{об}$	шт.	240
Длина труб $L$	м	3,0
Площадь трубного пространства $S_{тр}$	м <sup>2</sup>	0,042
Площадь межтрубного пространства $S_{в.п.}$	м <sup>2</sup>	0,040
Число ходов, $z$	шт.	2

Принятый к установке аппарат выглядит так (рис. 11.3):

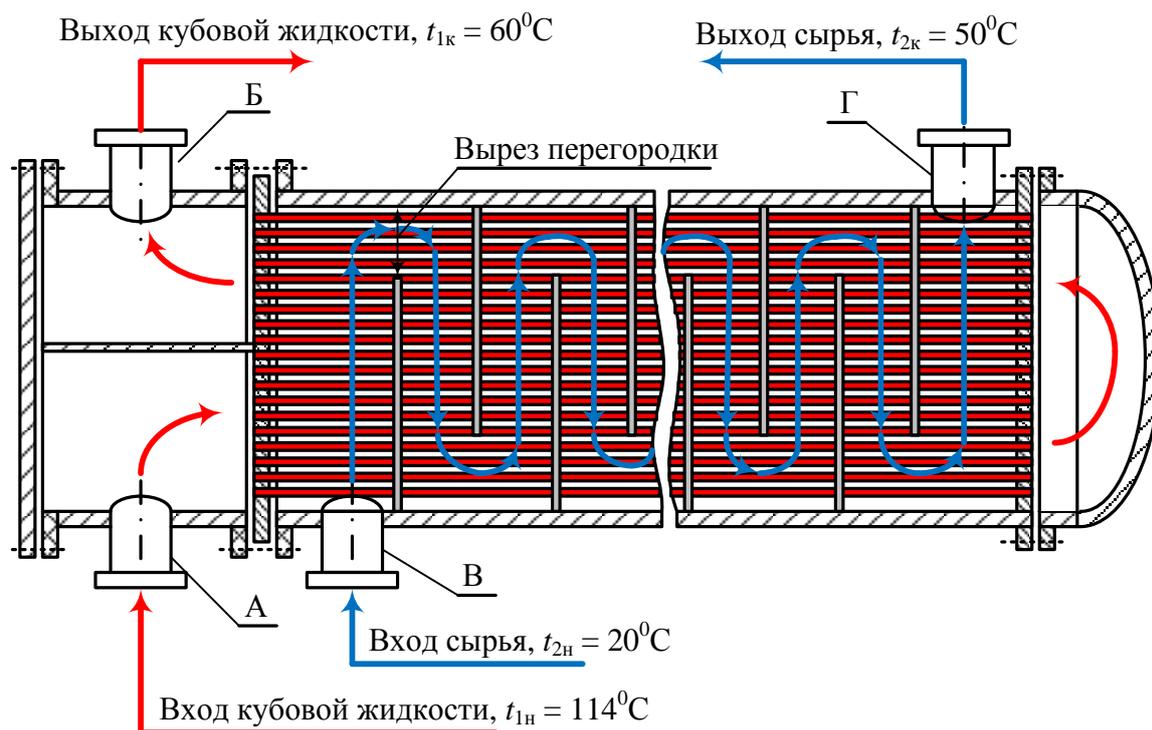


Рис. 11.3. Кожухотрубчатый двухходовой теплообменник с перегородками в межтрубном пространстве:  
 А, Б – штуцеры входа и выхода теплоносителя,  
 В, Г – штуцеры ввода и вывода сырья

Следует отметить, что жидкие потоки (конденсат и сырьё) необходимо вводить в аппарат только снизу. Это предотвратит образование

воздушных пробок при заполнении аппарата во время пуска и работы установки.

Итак, выбор сделан. Осталось проверить, насколько он правильный.

12. Определим скорость воды в трубах трубного пучка:

$$w_1 = \frac{4V_1}{\frac{n_{об}}{z} \pi d_{вн}^2} = \frac{4G_1}{\frac{n_{об}}{z} \pi d_{вн}^2 \rho_1} = \frac{4 \cdot 8,9}{\frac{240}{2} \cdot 3,14 \cdot 0,021^2 \cdot 951} = 0,23 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

где  $d_{вн} = 0,021$  – внутренний диаметр труб трубного пучка, м.

13. Критерий Рейнольдса для потока в трубах:

$$Re_1 = \frac{w_1 d_{вн} \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,23 \cdot 0,021 \cdot 951}{0,000256} = 17940,$$

т. е. получили хорошее турбулентное движение.

14. Определим критерий Нуссельта для турбулентного движения в трубах по формуле (7.6):

$$Nu_1 = 0,021 \varepsilon_i Re_1^{0,8} Pr_1^{0,43} \left( \frac{Pr_1}{Pr_{1,ст}} \right)^{0,25}$$

и, как и ранее, примем  $\varepsilon_i = 1$  и  $\left( \frac{Pr_1}{Pr_{1,ст}} \right)^{0,25} = 1$ . Если окажется, что коэффициент теплоотдачи от горячей воды меньше, чем от нагреваемого сырья, то мы уточним значение скобки.

$$Nu_1 = 0,021 \cdot 1 \cdot 17940^{0,8} \cdot 1,58^{0,43} \cdot 1 = 64,7.$$

Тогда коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к трубам в соответствии с формулой (7.2) составит

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{BH}} = \frac{64,7 \cdot 0,685}{0,021} = 2110 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

15. Скорость в межтрубном пространстве принято искать для самого узкого места – в вырезе перегородки (см. рис. 11.3).

Эту площадь легко вычислить, она равна 25 % от площади межтрубного пространства. А можно взять значение из табл. 11.3.

$$w_2 = \frac{G_2}{S_{в.п.} \rho_2} = \frac{18000}{3600 \cdot 0,040 \cdot 822} = 0,152 \frac{м}{с},$$

где  $S_{в.п.} = 0,04 м^2$  – значение площади межтрубного пространства (вырез перегородки) (см. табл. 11.3).

16. Режим движения нагреваемого сырья в межтрубном пространстве:

$$Re_2 = \frac{w_2 d_H \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,152 \cdot 0,025 \cdot 822}{0,00035} = 8925,$$

где  $d_H = 25 мм = 0,025 м$  – наружный диаметр труб трубного пучка.

17. Значение критерия Нуссельта для межтрубного пространства при поперечном обтекании пучка труб и при условии  $Re_2 > 1000$  определяется по формуле (7.9):

$$\begin{aligned} Nu_2 &= 0,24 Re_2^{0,6} Pr_2^{0,36} \left( \frac{Pr_2}{Pr_{2,ст}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,24 \cdot 8925^{0,6} \cdot 5,31^{0,36} \cdot 1 = 102,7. \end{aligned}$$

Так как наше сырьё нагревается, то значение скобки  $\left( \frac{Pr_2}{Pr_{2,ст}} \right)^{0,25}$

можно принять равным 1 [1, с. 152]. В этом случае получится некоторый запас по коэффициенту теплоотдачи  $\alpha_2$ .

Коэффициент теплоотдачи от поверхности труб к нагреваемому сырью:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_H} = \frac{102,7 \cdot 0,129}{0,025} = 530 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

18. Нахождение расчётного коэффициента теплопередачи без учёта загрязнений стенки и с учётом этих загрязнений.

Если теплопередающая поверхность чистая, то коэффициент теплопередачи составит величину:

$$K_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{2110} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{530}} = 416 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}},$$

где  $\delta_{\text{ст}}$  – толщина стенки трубы, для выбранного аппарата  $\delta_{\text{ст}} = 2 \text{ мм} = 0,002 \text{ м}$ ;  $\lambda_{\text{ст}}$  – коэффициент теплопроводности углеродистой стали,  $\lambda_{\text{ст}} = 46,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ .

В процессе эксплуатации аппарата на теплопередающей поверхности будут откладываться загрязнения, которые ухудшат передачу теплоты. Мы должны ещё на стадии проектирования учесть влияние этих отложений. С одной стороны труб движется поток конденсата, т. е. практически дистиллированной воды, а со второй стороны – органическая жидкость. Согласно табл. 7.1, принимаем тепловую проводимость загрязнений со стороны конденсата  $11600 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ , а со стороны

нагреваемого сырья –  $5800 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Тогда расчётный коэффициент

теплопередачи запишется как:

$$K_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2} + r_{\text{загр},1} + r_{\text{загр},2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{2110} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{530} + \frac{1}{11600} + \frac{1}{5800}} = 376 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

19. Расчёт требуемой площади поверхности теплопередачи.

Определим по формуле (3.2) требуемую площадь поверхности теплопередачи:

$$F_p = \frac{Q}{K_p \Delta t_{cp}} = \frac{724460}{376 \cdot 41} = 47 \text{ м}^2.$$

Определим запас площади поверхности теплопередачи, т. е. насколько выбранный к установке аппарат превышает по площади требуемый:

$$\Delta = \frac{F_T - F_p}{F_p} \times 100\% = \frac{57 - 47}{47} \times 100 = 21,3\%.$$

Данный запас укладывается в нормы технологического проектирования 10÷30 % (пункт 19 алгоритма расчёта). Делаем вывод, что выбранный нами аппарат может быть использован для нагрева сырья горячей водой при заданных температурных интервалах и расходах.

## 20. Расчёт диаметров штуцеров.

Мы приняли к установке теплообменник с диаметром кожуха 600 мм. Согласно приложению 13, такой аппарат должен иметь диаметры штуцеров 200 мм. Проверим, соответствуют ли расчётные диаметры установленным ГОСТ.

Для ввода и вывода потоков используются четыре штуцера: А и Б для конденсата и В и Г для нагреваемого сырья. И конденсат, и сырьё прокачиваются по сети насосами, т. е. это напорные трубопроводы. Понятно, что диаметры штуцеров А и Б так же, как и В и Г, будут одинаковыми. Согласно рекомендованному диапазону скоростей в напорных трубопроводах (см. табл. 10.6), примем скорости во всех штуцерах 1,5 м/с. Теперь из уравнения расхода определим диаметры.

Для ввода и вывода конденсата (трубное пространство):

$$\begin{aligned}
 d_A = d_B &= \sqrt{\frac{4V_1}{\pi w_{1,\text{доп}}}} = \sqrt{\frac{4G_1}{\pi w_{1,\text{доп}} \rho_1}} = \\
 &= \sqrt{\frac{4 \cdot 8,9}{3,14 \cdot 1,5 \cdot 951}} = 0,089 \text{ м} = 89 \text{ мм}.
 \end{aligned}$$

Отсюда делаем вывод, что в установленных ГОСТ (приложение 13) штуцерах скорость не будет превышать допустимых значений.

Для ввода и вывода сырья (межтрубное пространство):

$$\begin{aligned}
 d_B = d_\Gamma &= \sqrt{\frac{4V_2}{\pi w_{2,\text{доп}}}} = \sqrt{\frac{4G_2}{\pi w_{2,\text{доп}} \rho_2}} = \\
 &= \sqrt{\frac{4 \cdot 18000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 1,5 \cdot 822}} = 0,072 \text{ м} = 72 \text{ мм}.
 \end{aligned}$$

Следовательно, расчётные значения диаметров штуцеров для ввода и вывода сырья не превышают установленных ГОСТ.

## 12. РАСЧЁТ РЕКУПЕРАТИВНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ СЫРЬЯ КУБОВЫМ ОСТАТКОМ

В главе 9 при обсуждении вопроса об эффективности использования теплоты предлагалось кубовый остаток колонный К-1 направить в рекуперативный теплообменник Т-6 для нагрева, поступающего на разделение сырья (рис. 9.3). Такой приём позволит снизить потребление как достаточно дорогого пара, так и пусть недорогой, но и не бесплатной воды для охлаждения кубового остатка.

Для рекуперативного теплообменника Т-6 неизвестны сразу три температуры:

- температура кубового остатка на выходе из колонны  $t_{1Н}$ ;
- конечная температура кубового остатка на выходе из рекуперативного теплообменника  $t_{1К}$ ;
- конечная температура сырья на выходе  $t_{2К}$ .

Поэтому какие-то значения нужно будет принимать. Можно принять температуру сырья на выходе, а можно – температуру кубового остатка на выходе. В рассмотренном ниже примере задана температура сырья на выходе из аппарата  $t_{2К}$ .

Кубовая жидкость, выходящая из колонны, должна пройти рекуперативный теплообменник, отдать в нём часть своей теплоты входящему сырью, дополнительно охладиться в холодильнике и после этого попасть в конечный пункт своего назначения – ёмкость. Для такого перемещения ей требуется энергия. Но из колонны жидкость выходит самотёком, т. е. не имеет избыточной энергии. Поэтому на линии кубовой жидкости сразу после её выхода из колонны нужно установить насос, который сообщит жидкости энергию путём повышения её давления. Этот насос на рис. 9.3 ради упрощения не показан. Следует отметить, что установка такого насоса сопряжена с решением сложной задачи – обеспечением кавитационного запаса. Ведь выходящая из колонны жидкость имеет температуру кипения, поэтому во всасывающей линии насоса возможно образование пара, т. е. вскипание жидкости. Для подавления этого явления необходимо обеспечить **подпор**

жидкости, т. е. поднять колонну на определённую высоту, а это связано со значительными капитальными затратами. По этой причине идея использования рекуперации тепловых потоков при всей её внешней привлекательности серьёзного промышленного применения не нашла. Это не значит, что следует отказаться от самой идеи. Просто в каждом случае требуется серьёзная технико-экономическая проработка.

*Исходные данные на проектирование. Рассчитать рекуперативный подогреватель сырья ректификационной колонны. Состав сырья: бензол  $\bar{x}_B = 50\%$  масс., толуол  $\bar{x}_T = 50\%$  масс. Расход сырья 18000 кг/час. Начальная температура сырья на входе в подогреватель  $t_{2H} = 20$  °С. Температуру сырья на выходе из аппарата принять равной  $t_{2K} = 50$  °С. Давление на выходе из аппарата  $P_2 = 0,11$  МПа. В качестве теплоносителя использовать кубовый остаток ректификационной колонны. Состав теплоносителя: бензол  $\bar{x}_B = 5\%$  масс., толуол  $\bar{x}_T = 95\%$  масс. Расход 9000 кг/час. Давление кубового остатка  $P_1 = 0,12$  МПа.*

## РАСЧЁТ

По уже сложившейся традиции изложим порядок расчёта в виде алгоритма.

1. Определение молярного состава кубового остатка  $\bar{x}_i \rightarrow x_i$ .
2. Определение температуры начала кипения смеси  $t_{1H}$ .
3. Расчёт тепловой нагрузки на аппарат  $Q$ .
4. Нахождение конечной температуры кубовой жидкости  $t_{1K}$ .
5. Определение средней разности температур между горячим и холодным потоками  $\Delta t_{cp}$ .
6. Нахождение теплофизических свойств потоков при их средних температурах.
7. Принятие на основе опыта эксплуатации подогревателей ориентировочного значения коэффициента теплопередачи  $K_{op}$ .

8. Нахождение ориентировочного значения площади поверхности теплопередачи  $F_{ор}$ .
9. Решение вопроса о том, какой поток направить в трубное пространство, а какой в межтрубное.
10. Определение числа труб  $n$  в трубном пучке, при котором будет развитое турбулентное движение потока.
11. Выбор по ГОСТ теплообменного аппарата.

### Поверочный расчёт выбранного аппарата

1. Скорость потока в трубах трубного пучка.
2. Режим движения потока в трубах.
3. Критерий Нуссельта для трубного пространства.
4. Коэффициент теплоотдачи для потока, движущегося в трубах.
5. Скорость движения потока в межтрубном пространстве.
6. Режим движения потока в межтрубном пространстве.
7. Критерий Нуссельта для межтрубного пространства.
8. Коэффициент теплоотдачи для потока, движущегося в межтрубном пространстве.
9. Нахождение расчётного коэффициента теплопередачи без учёта загрязнений стенки и с учётом этих загрязнений. Напомним, что коэффициент теплопередачи появляется именно в момент «примерки» выбранного аппарата на заданный процесс.
10. Расчёт требуемой площади поверхности теплопередачи и определение запаса этой площади, который должен лежать в пределах  $10 \div 30$  %. Меньший запас не гарантирует, что выбранный аппарат на протяжении всего срока эксплуатации справится с заданным процессом. А больший запас приводит к неоправданным материальным затратам.
11. Расчёт диаметров штуцеров.

1. Горячий поток выходит из колонны при так называемой **температуре начала кипения**. Чтобы её рассчитать, надо знать молярный состав горячего потока. Для пересчёта используется классическая формула, которая для двухкомпонентной смеси имеет вид (10.1).

Присвоим компонентам кубового остатка нижние индексы: бензолу «б», толуолу «т». Необходимые для расчёта молярные массы бензола  $M_b$  и  $M_t$  можно или рассчитать, или взять из приложения 1: для бензола  $M_b = 78 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$ , для толуола  $M_t = 92 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$ .

Теперь выполняем пересчёт, соблюдая правила оформления: формула  $\rightarrow$  числа  $\rightarrow$  ответ  $\rightarrow$  единица измерения (если она есть):

$$x_b = \frac{\frac{\bar{x}_b}{M_b}}{\frac{\bar{x}_b}{M_b} + \frac{\bar{x}_t}{M_t}} = \frac{\frac{5}{78}}{\frac{5}{78} + \frac{95}{92}} = 0,06.$$

Молярную долю второго компонента можно рассчитать точно также, а можно не тратить время и найти из простого соотношения:

$$x_b + x_t = 1,0; \text{ значит, } x_t = 1,0 - x_b = 1,0 - 0,06 = 0,94.$$

## 2. Определение температуры начала кипения смеси.

В задании на проектирование начальная  $t_{1н}$  и конечная  $t_{1к}$  температуры горячего потока не указаны. А без их численных значений нельзя определить среднюю разность температур.

С низа ректификационной колонны выходит жидкость при температуре кипения. Если известен состав этой жидкости и давление, то температуру, при которой эта жидкость начнёт кипеть, можно рассчитать по уравнению изотермы жидкой фазы (6.1). Для этого используется метод линейной интерполяции. Он уже применялся нами в главе 10. Воспользуемся им ещё раз.

2.1. Ориентируясь на температуры кипения чистых бензола и толуола при атмосферном давлении (приложение 1), принимаем температуру 110 °С.

2.2. Для этой температуры по уравнению Антуана вычисляем давления пара бензола и толуола. Значения коэффициентов уравнения Антуана берём из приложения 7 и сводим в табл. 12.1.

## Значения коэффициентов уравнения Антуана

Компонент	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>
Бензол	15,9008	2788,51	-52,36
Толуол	16,0137	3096,52	-53,67

Давление пара бензола при 110 °С:

$$\ln P_{\text{б}} = 15,9008 - \frac{2788,51}{-52,36 + 273 + 110} = 7,467$$

$$P_{\text{б}} = e^{7,467} = 1750 \text{ мм рт. ст.}$$

На калькуляторе с двухстрочным монитором эти два действия заменяются одним, расчёт проводится, минуя вычисление логарифма, т. е. выполняется действие:

$$P_{\text{т}} = \exp\left(A_{\text{т}} - \frac{B_{\text{т}}}{273 + t + C_{\text{т}}}\right) =$$

$$= \exp\left(16,0137 - \frac{3096,52}{273 + 110 - 53,67}\right) = 743 \text{ мм рт. ст.}$$

2.3. Для удобства расчётов переведём давление кубовой жидкости из паскалей в миллиметры ртутного столба:

$$P = \frac{0,12 \cdot 10^6}{133,3} = 900 \text{ мм рт. ст.},$$

где 133,3 – число паскалей в 1 миллиметре ртутного столба.

2.4. Найдём значение суммы в уравнении изотермы жидкой фазы (6.1):

$$\frac{P_{\text{б}}}{P} x_{\text{б}} + \frac{P_{\text{т}}}{P} x_{\text{т}} = \frac{1750}{900} 0,06 + \frac{743}{900} 0,94 = 0,893.$$

Хотели получить 1, а получили меньше. Значит, в дробях необходимо увеличить числители, т. е. давления пара бензола и толуола. А это можно сделать, подняв температуру.

2.5. Принимаем второе значение температуры 120 °С и повторяем расчёт:

$$P_6 = 2241 \text{ мм рт. ст.}, P_T = 981 \text{ мм рт. ст.}$$

$$\frac{P_6}{P} x_6 + \frac{P_T}{P} x_T = \frac{2241}{900} 0,06 + \frac{981}{900} 0,94 = 1,174.$$

Теперь значение сумм оказалось больше 1.

2.6. Используем метод линейной интерполяции и находим значение температуры, при которой наша смесь начнёт кипеть (рис. 12.1).

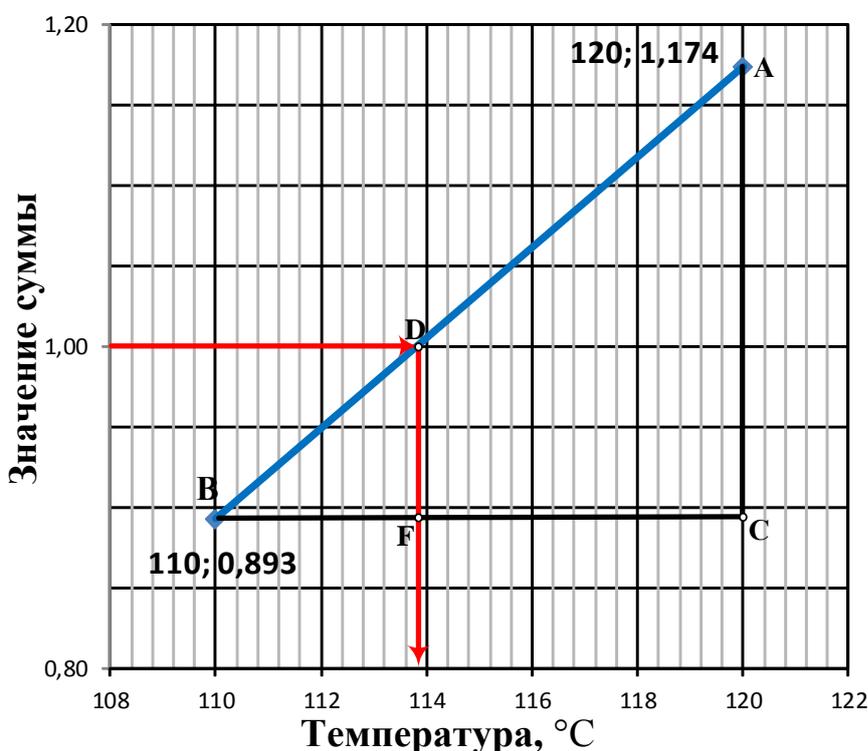


Рис. 12.1. Определение температуры начала кипения бинарной смеси методом линейной интерполяции

В пункте 5 главы 6 уже было сказано, что выполнять расчёт искомой температуры начала кипения **графически** нецелесообразно. Гораздо проще воспользоваться подобием треугольников ABC и BDF. Получаем температуру начала кипения смеси  $t_{1Н} = t_{нк} = 114^{\circ}\text{С}$ .

Можно применить и более современный приём. Если ввести полученные точки в программу Excel, выделить их, вызвать опцию Конструктор и применить Диаграмма → Макет 9, то на поле диаграммы

появится уравнение прямой АВ. Для нашего случая оно будет иметь вид:

$$y = 0,0278x - 2,165.$$

Подставив в него значение  $y = 1$ , получаем  $x = 113,8 \approx 114$ . Это и есть значение температуры, при которой сумма уравнения (6.1) становится равной 1.

### 3. Определение тепловой нагрузки на теплообменник.

Для составления теплового баланса (4.1) требуются значения теплоёмкостей горячего и холодного потоков. Теплоёмкость холодного потока определим при его средней температуре, которая составляет величину:

$$t_{2\text{cp}} = \frac{t_{2\text{H}} + t_{2\text{K}}}{2} = \frac{20 + 50}{2} = 35^{\circ}\text{C}.$$

Теплоёмкости бензола и толуола при этой температуре найдём как среднее арифметическое при температурах 30 и 40 °С (табл. 12.2). Значения теплоёмкостей взяты из приложения 4.

Таблица 12.2

Теплоёмкость бензола и толуола,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

Компонент	30°	40°	35°
Бензол	1779	1827	1803
Толуол	1751	1796	1774

Тогда в соответствии с формулой (8.2) теплоёмкость смеси бензола и толуола запишется как:

$$c_2 = \bar{x}_6 c_6 + \bar{x}_T c_T = 0,5 \cdot 1803 + 0,5 \cdot 1774 = 1789 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Тепловая нагрузка  $Q$ , которая необходима для нагрева сырья от начальной температуры 20° до конечной температуры 50 °С, в соответствии с уравнением (4.1), составит

$$Q = G_2 c_2 (t_{2\text{K}} - t_{2\text{H}}) = \frac{18000}{3600} \cdot 1789 \cdot (50 - 20) = 268350 \text{ Вт}.$$

4. Нахождение конечной температуры кубовой жидкости  $t_{1к}$ .

Из уравнения теплового баланса (4.1) находим конечную температуру горячего потока (кубовой жидкости)  $t_{1к}$ . Как и в предыдущем пункте расчёта, нам потребуется теплоёмкость. Но температуру, для которой её надо находить, мы пока не знаем. Известно, что с ростом температуры теплоёмкость жидкостей увеличивается. Поэтому примем значение  $c_1$  на 10 % больше, чем  $c_2$ , т. е.  $c_1 = 1,1 \cdot 1789 = 1968 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ . Потом, когда определим температуру, проверим наше допущение. Теперь можно найти конечную температуру кубовой жидкости на выходе из рекуперативного теплообменника:

$$t_{1к} = t_{1н} - \frac{Q}{c_1 G_1} = 114 - \frac{268350}{1968 \cdot \frac{9000}{3600}} = 60^\circ \text{C}.$$

5. Определение средней разности температур между горячим и холодным потоками.

Сейчас неизвестно, сколько ходов по трубному пространству будет у выбранного аппарата. Поэтому рассчитаем среднюю разность температур для противотока и прямотока и возьмём среднее значение.

Для противотока (рис. 12.2):

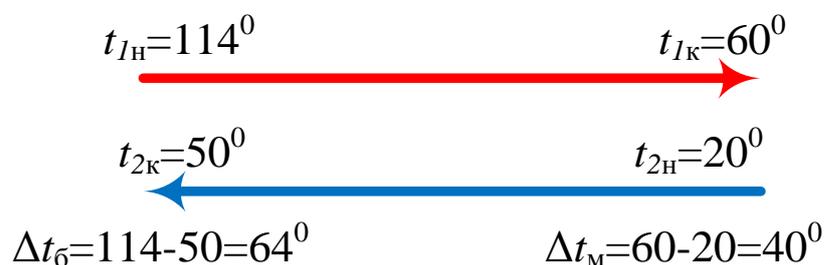


Рис. 12.2. Расчёт средней разности температур при противотоке

$$\Delta t_{\text{ср, прот}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{64 - 40}{\ln \frac{64}{40}} = 51^\circ \text{C}.$$

Для прямотока (рис. 12.3):

$$\Delta t_M = 60 - 50 = 10^\circ \quad \Delta t_б = 114 - 20 = 94^\circ$$

Рис. 12.3. Расчёт средней разности температур при прямотоке

$$\Delta t_{\text{ср,прям}} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_б}{\Delta t_M}} = \frac{94 - 10}{\ln \frac{94}{10}} = 37^\circ \text{C}.$$

Средняя разность температур между потоками:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{ср,прот}} + \Delta t_{\text{ср,прям}}}{2} = \frac{51 + 37}{2} = 44^\circ \text{C}.$$

6. Нахождение теплофизических свойств потоков при их средних температурах.

Вычислим средние температуры потоков. Горячий поток (кубовый остаток) меняет температуру на  $54^\circ \text{C}$ , а холодный (сырье колонны) – на  $30^\circ \text{C}$ . В соответствии с изложенным в главе 5 правилом расчёта средних температур потоков будем считать, что средняя температура сырья  $35^\circ \text{C}$ . Тогда, согласно формуле (5.3), средняя температура кубового остатка:

$$t_{1\text{ср}} = t_{2\text{ср}} + \Delta t_{\text{ср}} = 35 + 44 = 79^\circ \text{C} \approx 80^\circ \text{C}.$$

Значение температуры горячего потока специально округлено до ближайшего значения, кратного десяти, так проще будет определять по справочнику свойства. А погоня за излишней точностью в наших расчётах отнимает много времени, не улучшая при этом конечного результата.

Свойства индивидуальных компонентов, бензола и толуола, входящих в состав горячего и холодного потоков, найдём по приложениям 2–5. Значения свойств компонентов нагреваемого сырья возьмём при

40 °С – ближайшем табличном значении (табл. 12.3 и 12.4). На точности расчёта это, практически, не скажется.

Таблица 12.3

**Теплофизические свойства бензола и толуола при 80 °С**

Свойство	Бензол	Толуол
Плотность, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	815	808
Вязкость, $\mu$ , Па·с	0,00032	0,00032
Теплоёмкость, $c$ , Дж/(кг·К)	2024	1982
Теплопроводность, $\lambda$ , Вт/(м·К)	0,130	0,123

Таблица 12.4

**Теплофизические свойства бензола и толуола при 40 °С**

Свойство	Бензол	Толуол
Плотность, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	858	847
Вязкость, $\mu$ , Па·с	0,00049	0,00047
Теплоёмкость, $c$ , Дж/(кг·К)	1827	1796
Теплопроводность, $\lambda$ , Вт/(м·К)	0,141	0,131

Свойства смеси бензола и толуола определяем по уравнениям (8.1)–(8.4).

Плотность рассчитаем по формуле (8.1), адаптированной к современным калькуляторам:

$$\rho_1 = \frac{1}{\frac{x_{\text{б}}}{\rho_{\text{б}}} + \frac{x_{\text{т}}}{\rho_{\text{т}}}} = \frac{1}{\frac{0,05}{815} + \frac{0,95}{808}} = 808 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

$$\rho_2 = \frac{1}{\frac{x_{\text{б}}}{\rho_{\text{б}}} + \frac{x_{\text{т}}}{\rho_{\text{т}}}} = \frac{1}{\frac{0,5}{858} + \frac{0,5}{847}} = 852 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Вязкость. Так получилось, что коэффициенты вязкости компонентов смеси при 80 °С одинаковы. Поэтому делать расчёт нет смысла –  $\mu_{\text{б}} = \mu_{\text{т}} = \mu_1 = 0,00032$  Па·с. Понятно, что если бы значения были разными, то расчёт нужно было делать обязательно.

Молярный состав нагреваемого сырья был определён в главе 10: молярная доля бензола  $x_{\text{б}} = 0,541$ ; молярная доля толуола  $x_{\text{т}} = 0,459$ .

Поэтому

$$\mu_2 = 10^{(x_6 \lg \mu_6 + x_T \lg \mu_T)} = 10^{(0,541 \cdot \lg 0,00049 + 0,459 \cdot \lg 0,00047)} = 0,00048 \text{ Па}\cdot\text{с}.$$

Теплоёмкость. Для нагреваемого сырья расчёт был выполнен ранее (пункт 3). Для кубовой жидкости мы приняли значение  $c_1 = 1968 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$ .

Теперь надо проверить эту величину:

$$c_1 = \bar{x}_6 c_6 + \bar{x}_T c_T = 0,05 \cdot 2024 + 0,95 \cdot 1982 = 1984 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}.$$

Отличие от принятого значения получилось незначительное – менее 1 %!

Теплопроводность:

$$\lambda_1 = \bar{x}_6 \lambda_6 + \bar{x}_T \lambda_T = 0,05 \cdot 0,130 + 0,95 \cdot 0,123 = 0,123 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}};$$

$$\lambda_1 = x_6 \lambda_6 + x_T \lambda_T = 0,06 \cdot 0,130 + 0,96 \cdot 0,123 = 0,123 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}.$$

$$\lambda_2 = \bar{x}_6 \lambda_6 + \bar{x}_T \lambda_T = 0,5 \cdot 0,141 + 0,5 \cdot 0,131 = 0,136 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}};$$

$$\lambda_2 = x_6 \lambda_6 + x_T \lambda_T = 0,541 \cdot 0,141 + 0,459 \cdot 0,131 = 0,136 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}.$$

Формулы для расчёта коэффициента теплопроводности дали одинаковый результат.

Если внимательно посмотреть на рассчитанные свойства горячего потока, то нетрудно убедиться, что они не отличаются от свойств чистого толуола, которого в смеси 95 %. В принципе, так и должно быть, незначительное присутствие бензола не скажется на свойствах смеси<sup>19</sup>.

---

<sup>19</sup> Автор слышал на рынке от продавца народный рецепт лечения гриппа: «на стакан водки три капли воды». Понятно, что присутствие этих капель воды не отразится на свойствах содержимого стакана. Примерно такая ситуация и со свойствами нашей кубовой жидкости.

Полученные результаты сведём в табл. 12.5.

Таблица 12.5

**Теплофизические свойства потоков при их средних температурах**

Свойство	Кубовая жидкость	Сырьё
Средняя температура, °С	80	40
Плотность, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	808	852
Вязкость, $\mu$ , Па·с	0,00032	0,00048
Теплоёмкость, $c$ , Дж/(кг·К)	1984	1789
Теплопроводность, $\lambda$ , Вт/(м·К)	0,123	0,136
Критерий Прандтля, $Pr = \frac{c\mu}{\lambda}$	5,16	6,31

7. Принятие на основе опыта эксплуатации подогревателей ориентировочного значения коэффициента теплопередачи.

Согласно приложению 10, при вынужденном движении обоих потоков (а у нас движение и кубового остатка, и сырья обязательно должно быть вынужденным!) коэффициент теплопередачи может изменяться в очень широком диапазоне – от 120 до  $1700 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Глядя

на этот диапазон, можно смело утверждать, что надёжных данных по коэффициенту теплопередачи попросту нет. Но мы должны расчёт продолжать. Что ж, примем  $K_{\text{ор}} = 400 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ .

8. Теперь можно вычислить ориентировочную площадь поверхности теплопередачи  $F_{\text{ор}}$ :

$$F_{\text{ор}} = \frac{Q}{K_{\text{ор}} \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{268350}{400 \times 44} = 15,2 \text{ м}^2.$$

9. На очереди довольно непростой вопрос: какой поток направить в трубы, а какой в межтрубное пространство? Универсального ответа на этот вопрос не существует. Отвечает на него каждый раз по-разному, всё зависит от конкретных условий. В нашем случае оба потока – органические жидкости. Они не вызывают особых отложений загрязнений на поверхности труб, о чём мы говорили в главе 7.

Далее, так как мы решили эффективно использовать теплоту, направлять горячий поток – кубовую жидкость – лучше в трубный пучок. Так уменьшатся потери теплоты через кожух аппарата.

И последний аргумент. Расход холодного потока 18000 кг/час, а горячего – 9000 кг/час. Принято поток с меньшим расходом направлять в трубный пучок: сечение трубного пространства меньше, скорость потока в нём будет больше, всё это обеспечит развитое турбулентное движение. Однако далее мы выясним, что это решение приведёт к нежелательному результату.

Итак, направляем горячий поток в трубный пучок, а нагреваемое сырьё – в межтрубное пространство теплообменника.

10. Определим требуемое число труб в трубном пучке, при котором будет обеспечено развитое турбулентное движение горячего потока. Это поможет нам в выборе эффективного теплообменника.

Как и в предыдущих примерах (главы 10 и 11), зададимся величиной критерия Рейнольдса для трубного пространства  $Re_1 = 20000$ , примем диаметр труб  $d \times \delta = 25 \times 2$  мм и вычислим необходимое число труб ***n* на один ход**. По определению критерия Рейнольдса можем записать:

$$Re_1 = \frac{w_1 d_{\text{вн}} \rho_1}{\mu_1} = 20000.$$

Выразим средние скорости потока в трубах из уравнения расхода:

$$w_1 = \frac{4V_1}{n\pi d_{\text{вн}}^2} = \frac{4G_1}{n\pi d_{\text{вн}}^2 \rho_1}.$$

Теперь подставим полученное выражение в формулу для вычисления критерия Рейнольдса, выразим из полученного уравнения число труб ***n* на один ход** и вычислим его величину:

$$n = \frac{4G_1}{\pi d_{\text{вн}} \mu_1 \cdot Re_1} = \frac{4 \cdot 9000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,021 \cdot 0,00032 \cdot 20000} = 24 \text{ шт.}$$

11. Примем по ГОСТ теплообменник со следующими параметрами (приложение 11 и табл. 12.6).

### Параметры выбранного теплообменника

Параметр аппарата	Единица измерения	Значение
Поверхность теплопередачи, $F_T$	м <sup>2</sup>	17,5
Диаметр кожуха, $D$	мм	325
Общее число труб, $n_{об}$	шт.	56
Длина труб, $L$	м	4
Площадь трубного пространства, $S_{тр}$	м <sup>2</sup>	0,01
Площадь межтрубного пространства (вырез перегородки), $S_{в.п.}$	м <sup>2</sup>	0,013
Число ходов, $z$	шт.	2

Принятый к установке аппарат выглядит так (рис. 12.4).

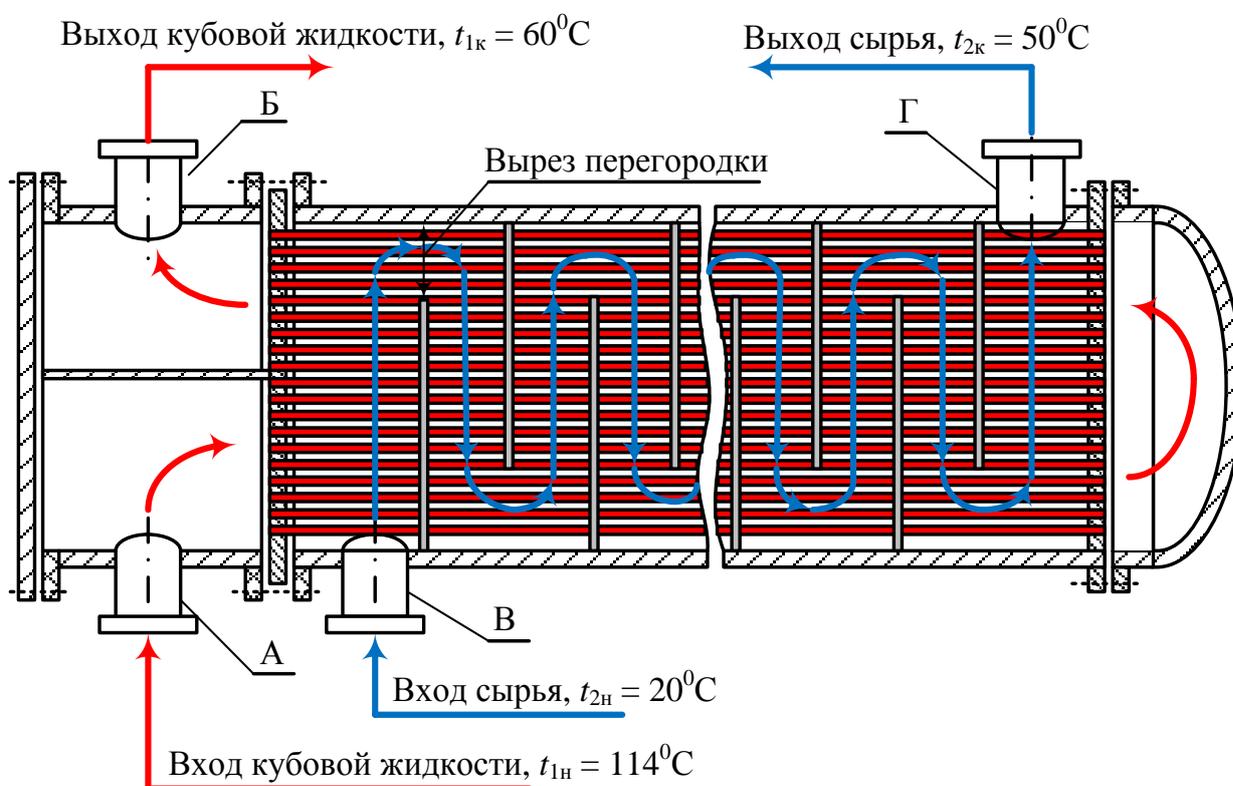


Рис. 12.4. Рекуперативный кожухотрубчатый двухходовой теплообменник.  
Кубовый остаток направляется в трубное пространство,  
нагреваемое сырьё – в межтрубное

Как и в предыдущем примере, следует помнить, что жидкие потоки необходимо вводить в аппарат только снизу. Это предотвратит образование воздушных пробок в аппарате при его заполнении во время пуска и работы установки.

Теперь нужно убедиться в правильности нашего выбора. Для этого выполняется **поверочный** расчёт.

12. Из уравнения расхода найдём скорость кубовой жидкости в трубах трубного пучка. Площадь сечения трубного пространства (см. табл. 12.6) составляет  $S_{\text{тр}} = 0,01 \text{ м}^2$ .

$$w_1 = \frac{G_1}{S_{\text{тр}} \rho_1} = \frac{9000}{3600 \cdot 0,01 \cdot 808} = 0,31 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

13. Для определения режима движения кубовой жидкости в трубах трубного пучка вычислим значение критерия Рейнольдса:

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 d_{\text{вн}} \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,31 \cdot 0,021 \cdot 808}{0,00032} = 16438,$$

т. е. в трубах имеем турбулентное движение горячего потока.

14. Для определения значения критерия Нуссельта для кубовой жидкости при её турбулентном движении внутри труб воспользуемся уравнением (7.6):

$$\text{Nu}_1 = 0,021 \varepsilon_i \text{Re}_1^{0,8} \text{Pr}_1^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{1,\text{ст}}} \right)^{0,25}$$

и, как и ранее, будем считать, что  $\varepsilon_i = 1$  и  $\left( \frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_{1,\text{ст}}} \right)^{0,25} = 1$ . Если окажется, что коэффициент теплоотдачи от горячего потока меньше, чем от нагреваемого сырья, то мы уточним значение скобки.

$$\text{Nu}_1 = 0,021 \cdot 1 \cdot 16438^{0,8} \cdot 5,16^{0,43} \cdot 1 = 100,3.$$

15. Следовательно, коэффициент теплоотдачи от горячего потока к стенке трубы  $\alpha_1$ , согласно уравнению (7.2), можно записать так:

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu}_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{вн}}} = \frac{100,3 \cdot 0,123}{0,021} = 587 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

16. Скорость нагреваемого сырья в межтрубном пространстве аппарата:

$$w_2 = \frac{G_2}{S_{\text{в.п.}} \cdot \rho_2} = \frac{18000}{3600 \cdot 0,013 \cdot 852} = 0,45 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

где  $S_{\text{в.п.}} = 0,013 \text{ м}^2$  – значение площади межтрубного пространства (вырез перегородки) (см. табл. 12.6 и рис. 12.4).

17. Для определения режима движения нагреваемого сырья в межтрубном пространстве вычислим значение критерия Рейнольдса:

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_{\text{н}} \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,45 \cdot 0,025 \cdot 852}{0,00048} = 19969.$$

18. Для вычисления значения критерия Нуссельта для межтрубного пространства при поперечном обтекании пучка труб и при условии  $\text{Re}_2 > 1000$  воспользуемся формулой (7.9):

$$\begin{aligned} \text{Nu}_2 &= 0,24 \text{Re}_2^{0,6} \text{Pr}_2^{0,36} \left( \frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{2,\text{ст}}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,24 \cdot 19969^{0,6} \cdot 6,31^{0,36} \cdot 1 = 177,2. \end{aligned}$$

Так как наше сырьё нагревается, значение скобки  $\left( \frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{2,\text{ст}}} \right)^{0,25}$  можно принять равным 1 (этот вопрос обсуждался при анализе формулы (7.6)). В этом случае получится некоторый запас по коэффициенту теплоотдачи  $\alpha_2$ .

19. Коэффициент теплоотдачи от поверхности труб к нагреваемому сырью:

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \lambda_2}{d_{\text{н}}} = \frac{177,2 \cdot 0,136}{0,025} = 964 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

20. Нахождение расчётного коэффициента теплопередачи без учёта загрязнений стенки и с учётом этих загрязнений.

Если теплопередающая поверхность чистая, то коэффициент теплопередачи будет иметь значение:

$$K_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{587} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{964}} = 359 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

В этом уравнении толщина стенки трубы  $\delta_{ст} = 2 \text{ мм} = 0,002 \text{ м}$ ; коэффициент теплопроводности стенки из углеродистой стали  $\lambda_{ст} = 46,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ .

В процессе эксплуатации аппарата на теплопередающей поверхности будут откладываться загрязнения, которые ухудшат передачу теплоты. Мы должны ещё на стадии проектирования учесть влияние этих отложений. Как по трубам, так и по межтрубному пространству движутся органические жидкости. Среднее значение тепловой проводимости загрязнений, которые они могут вызывать, согласно табл. 7.1, составляет  $5800 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Тогда расчётный коэффициент теплопередачи с учётом загрязнений составит

$$K_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} + r_{загр,1} + r_{загр,2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{587} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{964} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{5800}} = 320 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Из сравнения значений  $K_0$  и  $K_p$  делаем вывод, что возможные загрязнения несущественно отразятся на работе аппарата.

## 21. Расчёт требуемой площади поверхности теплопередачи.

Определим по формуле (3.2) требуемую площадь поверхности теплопередачи:

$$F_p = \frac{Q}{K_p \Delta t_{ср}} = \frac{268350}{320 \cdot 44} = 19,1 \text{ м}^2.$$

Нами был выбран к установке теплообменник с площадью теплопередачи  $17,5 \text{ м}^2$ . Расчёт же показал, что при таких геометрических характеристиках аппарата требуется  $19,1 \text{ м}^2$ . Вывод: выбранный аппарат не подходит для поставленной задачи.

Обычно далее делается вывод: раз площади аппарата не хватает, то нужно выбрать другой теплообменник с большей поверхностью теплопередачи. Это не самый правильный вывод. Дело не в том, что оказалось мало площади, а в том, что она используется неэффективно.

Мы задавались коэффициентом теплопередачи  $K_{\text{оп}} = 400 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ , а оказалось, что в выбранном аппарате он получился  $320 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Надо выяс-

нить, почему так произошло.

В главе 7 при обсуждении вопроса о соотношении коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи говорилось, что коэффициент теплопередачи  $K$  всегда меньше меньшего из коэффициентов теплоотдачи. Следовательно, для увеличения коэффициента теплопередачи надо увеличить меньшее значение  $\alpha$ . В нашем случае это  $\alpha_1$ . Из сравнения коэффициентов  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  видно, что кубовая жидкость почти в два раза хуже отдаёт теплоту поверхности, чем её может брать нагреваемое сырьё:  $\alpha_1 = 587 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ , а  $\alpha_2 = 964 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ .

Попробуем взять другой аппарат – с трубами  $20 \times 2 \text{ мм}$  (приложение 12). Параметры выбранного аппарата приведены в табл. 12.7.

Таблица 12.7

**Параметры теплообменника с трубами  $20 \times 2 \text{ мм}$**

Параметр аппарата	Единица измерения	Значение
Поверхность теплопередачи, $F_{\text{т}}$	$\text{м}^2$	22,5
Диаметр кожуха, $D$	мм	325
Общее число труб, $n_{\text{об}}$	шт.	90
Длина труб, $L$	м	4,0
Площадь трубного пространства, $S_{\text{тр}}$	$\text{м}^2$	0,009
Площадь межтрубного пространства (вырез перегородки), $S_{\text{в.п.}}$	$\text{м}^2$	0,011

Число ходов, $z$	шт.	2
------------------	-----	---

Внешне выбранный аппарат не будет отличаться от изображённого на рис. 12.4. Однако он имеет меньшие площади сечений трубного и межтрубного пространств. А чем меньше сечение потока, тем больше его скорость. Чем больше скорость, тем тоньше должен быть пристенный пограничный слой (см. рис. 7.1). Поэтому можно ожидать увеличения обоих коэффициентов теплоотдачи. Чтобы проверить это, повторим расчёты. Результаты этих расчётов приведены в табл. 12.8.

Таблица 12.8

**Результаты расчёта теплообменника с трубами 20×2 мм**

Параметр	Значение
Скорость горячего потока в трубах, $w_1$	0,34 м/с
Режим движения горячего потока, $Re_1$	13736
Критерий Нуссельта, $Nu_1$	86,9
Коэффициент теплоотдачи от горячего потока, $\alpha_1$	$668 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$
Скорость холодного потока, $w_2$	0,53 м/с
Режим движения холодного потока, $Re_2$	18815
Критерий Нуссельта, $Nu_2$	171,0
Коэффициент теплоотдачи к холодному потоку, $\alpha_2$	$1163 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$
Расчётный коэффициент теплопередачи, $K_p$	$364 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$
Требуемая площадь поверхности теплопередачи, $F_p$	16,8 м <sup>2</sup>
Запас площади теплопередачи, $\Delta$	34 %

Теперь получили прямо противоположный результат: запас площади поверхности теплопередачи превышает рекомендованный нормами технологического проектирования. Мы попали в патовую

ситуацию<sup>20</sup>. По идее, теперь надо уменьшать поверхность теплопередачи. Но это возможно только при переходе на больший диаметр кожуха.

Однако при этом существенно увеличатся проходные сечения трубного и межтрубного пространств (приложения 11 и 12). Это приведёт к снижению скоростей потоков, снижению турбулентности, уменьшению коэффициента теплопередачи. Кроме того, такой аппарат будет иметь бóльшую массу, а значит – бóльшую стоимость. Поэтому надо ответить на вопрос: что для нас важнее – уложиться в нормы проектирования или выбрать оптимальный аппарат? Ответ на этот вопрос очевиден. Поэтому принимаем к установке аппарат с трубами 20×2 мм. На этом можно остановиться, а можно продолжить расчёты.

В пункте 9 расчёта мы приняли решение направить горячий поток в трубы, а холодный – в межтрубное пространство. Попробуем теперь поменять потоки местами – кубовую жидкость пустить в межтрубное пространство, а сырьё колонны в трубы (рис. 12.5).

---

<sup>20</sup> Пат, патовая ситуация – шахматный термин, обозначающий ситуацию, когда ни одна из фигур не может сделать ход. В жизни патовая ситуация означает тупик, из которого нет выхода. Пути назад тоже нет.

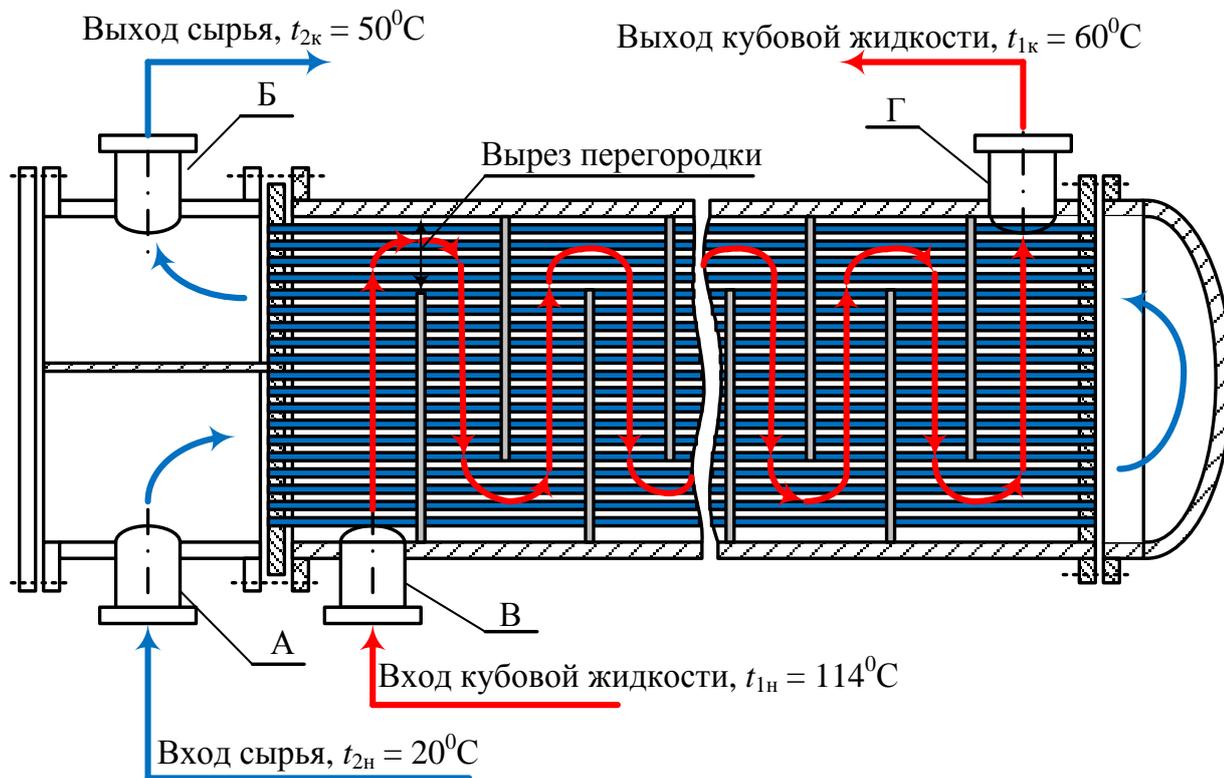


Рис. 12.5. Кожухотрубчатый двухходовой теплообменник.

Сырьё направлено в трубы, кубовая жидкость – в межтрубное пространство

Если повторить расчёт, то получим следующие результаты (табл. 12.9).

Таблица 12.9

**Результаты расчёта теплообменника с трубами 20×2 мм, кубовый остаток направлен в межтрубное пространство, сырьё – в трубы**

Параметр	Значение
Скорость сырья в трубах, $w_2$	0,65 м/с
Режим движения сырья в трубах, $Re_2$	18460
Критерий Нуссельта для сырья, $Nu_2$	120
Коэффициент теплоотдачи от стенок к сырью, $\alpha_2$	$1020 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$
Скорость кубовой жидкости, $w_1$	0,28 м/с
Режим движения кубовой жидкости, $Re_1$	14140
Критерий Нуссельта для кубовой жидкости, $Nu_1$	134
Коэффициент теплоотдачи от кубовой жидкости к трубам, $\alpha_1$	$824 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

Расчётный коэффициент теплопередачи, $K_p$	$387 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$
Требуемая площадь поверхности теплопередачи, $F_p$	$15,8 \text{ м}^2$
Запас площади теплопередачи, $\Delta$	$42 \%$

Делаем вывод, что при выборе к установке аппарата с трубами  $20 \times 2$  мм целесообразнее направить горячий поток (кубовую жидкость) в межтрубное пространство, а нагреваемое сырьё – в трубы. В этом случае коэффициенты теплоотдачи  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  имеют более близкие значения. Коэффициент теплопередачи  $K_p$  получается несколько большим, что увеличивает запас поверхности теплопередачи.

## 22. Расчёт диаметров штуцеров.

В практике технологических расчётов этот пункт, как правило, не выполняется – завод-изготовитель теплообменной аппаратуры руководствуется ГОСТ и сам устанавливает штуцеры необходимого диаметра. Мы делаем такой расчёт с чисто учебной целью.

При диаметре кожуха 325 мм и числе ходов по трубам  $z = 2$  ГОСТ предусматривает установку штуцеров для трубного и межтрубного пространств диаметром 100 мм. Проверим, какие получаются диаметры для заданных расходов сырья и кубовой жидкости.

Для ввода и вывода нагреваемого сырья (трубное пространство):

$$d_A = d_B = \sqrt{\frac{4V_2}{\pi w_{2,\text{доп}}}} = \sqrt{\frac{4G_2}{\pi w_{2,\text{доп}} \rho_2}} =$$

$$= \sqrt{\frac{4 \cdot 18000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 1,5 \cdot 852}} = 0,071 \text{ м} = 71 \text{ мм}.$$

Расчётный диаметр меньше установленного ГОСТ, имеем запас.

Для ввода и вывода кубового остатка (межтрубное пространство):

$$\begin{aligned}
 d_B = d_\Gamma &= \sqrt{\frac{4V_1}{\pi w_{1,\text{доп}}}} = \sqrt{\frac{4G_1}{\pi w_{1,\text{доп}} \rho_1}} = \\
 &= \sqrt{\frac{4 \cdot 9000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 1,5 \cdot 808}} = 0,051 \text{ м} = 51 \text{ мм}.
 \end{aligned}$$

Диаметр штуцеров для межтрубного пространства также не превышает установленного ГОСТ значения.

### 13. РАСЧЁТ КОНДЕНСАТОРА

Ректификация немыслима без процесса перехода верхнего продукта из паровой фазы в жидкую с целью создания орошения колонны и получения товарного дистиллята (аппарат Т-2 на рис. 9.1). Этот процесс называется *конденсацией*, а теплообменные аппараты, в которых он осуществляется, – *конденсаторами*. Внешний вид конденсатора и потоки показаны на рис. 13.1. Конденсатор можно установить как горизонтально, так и вертикально. При вертикальной установке он будет занимать меньше места на технологической площадке. Но его будет труднее обслуживать при ремонте. А при горизонтальной установке аппарат будет более эффективно работать – в этом мы убедимся, выполнив расчёт. И обслуживать его при ремонте будет проще.

В конденсатор поступает насыщенный пар органического вещества. В аппарате он отдаёт хладагенту (воде или воздуху<sup>21</sup>) теплоту конденсации и переходит в жидкую фазу. Если в состав пара входит одно вещество, то его температура в аппарате остаётся постоянной и равной температуре конденсации (кипения) при давлении процесса. Например, пар этилового спирта при атмосферном давлении будет конденсироваться при постоянной температуре 78 °С. Если же пар образован двумя и более компонентами, то процесс начинается при *температуре начала конденсации*, а заканчивается – при *температуре конца конденсации*. Нахождение этих температур подробно описано в главе 6.

Следует помнить, что в конденсаторе отсутствуют перегородки в межтрубном пространстве, они мешают стоку жидкости с наружной поверхности труб вниз аппарата.

Кроме того, у конденсатора диаметр верхнего штуцера ввода пара всегда намного больше нижнего штуцера для вывода конденсата. Это хорошо видно на рис. 13.1. Такое различие диаметров объясняется

---

<sup>21</sup> Конденсаторы, в которых в качестве холодного потока используется воздух, так и называются – конденсаторы воздушного охлаждения, сокращённо КВО. Их расчёт представляет собой самостоятельную, довольно сложную, задачу и здесь не рассматривается.

большой разностью плотностей пара и получившейся из него жидкой фазы. При неизменном массовом расходе входящего пара и выходящего конденсата объёмный расход пара будет многократно превышать объёмный расход конденсата.

*Исходные данные на проектирование.* Рассчитать конденсатор ректификационной колонны. Состав поступающего на конденсацию пара<sup>22</sup>: бензол  $\bar{y}_B = 90\%$  масс., толуол  $\bar{y}_T = 10\%$  масс. Расход пара  $G_1 = 30000$  кг/час. Начальная температура пара на входе в конденсатор равна температуре начала конденсации при давлении  $P_1 = 0,11$  МПа. Теплота конденсации снимается водой с начальной температурой  $t_{2H} = 20$  °С.

## РАСЧЁТ

Алгоритм расчёта конденсатора будет следующим:

1. Определение мольного состава конденсирующегося пара, т. е. пересчёт массовых долей в молярные  $\bar{y}_i \rightarrow y_i$ .
2. Нахождение температуры начала конденсации  $t_{1H}$ .
3. Нахождение температуры конца конденсации  $t_{1K}$ .
4. Определение тепловой нагрузки конденсатора  $Q$ .
5. Расчёт расхода воды  $G_2$ , необходимой для снятия теплоты конденсации.
6. Определение среднего температурного напора (средней разности температур)  $\Delta t_{cp}$ .
7. Расчёт теплофизических свойств конденсата (жидкости, которая образовалась после конденсации пара).
8. Принятие ориентировочного коэффициента теплопередачи  $K_{op}$  и приближённая оценка требуемой площади поверхности теплопередачи  $F_{op}$ .
9. Выбор стандартного конденсатора по ГОСТ.

---

<sup>22</sup> Напомним, что составы жидкой фазы мы договорились обозначать –  $x$ , а паровой –  $y$  (см. «Основные условные обозначения» в главе «Введение»).

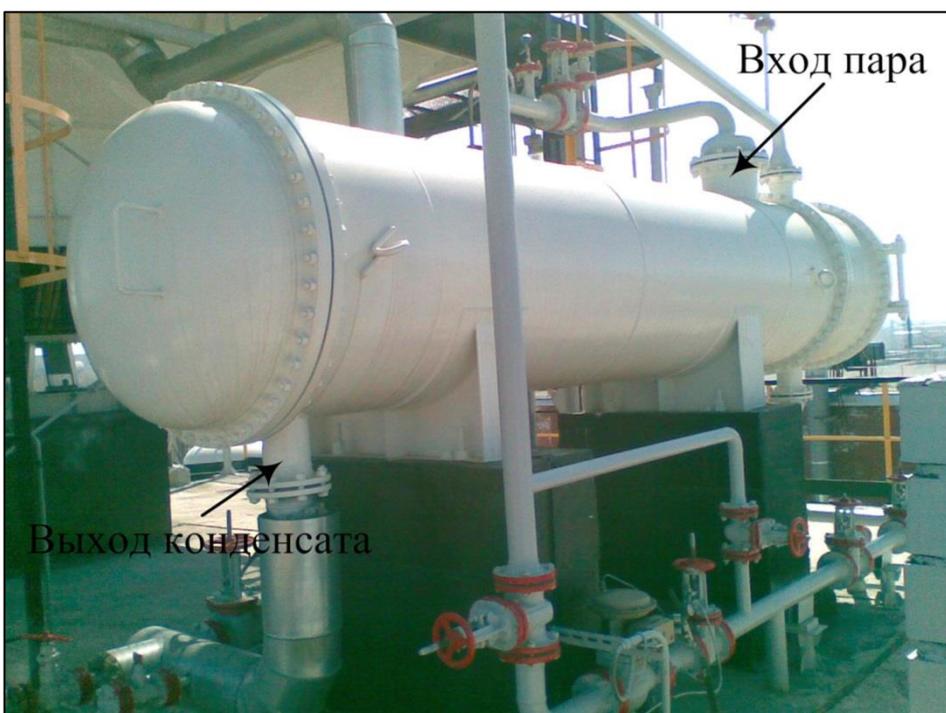


Рис. 13.1. Горизонтальный кожухотрубчатый конденсатор

Теперь после выбора аппарата начинается его проверка на соответствие поставленной задаче (поверочный расчёт).

10. Нахождение по эмпирическим формулам коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенкам труб трубного пучка для вертикального  $\alpha_{1,верт}$  и горизонтального  $\alpha_{1,гор}$  расположения аппарата.

11. Расчёт скорости движения воды  $w_2$  в трубах трубного пучка.
12. Нахождение критерия Рейнольдса  $Re_2$  для воды.
13. Расчёт критерия Нуссельта для воды  $Nu_2$  и определение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_2$  от труб трубного пучка к воде.
14. Определение коэффициента теплопередачи  $K_0$  для вертикального и горизонтального аппаратов без учёта загрязнений теплопередающей поверхности.
15. Нахождение расчётного коэффициента теплопередачи  $K_p$  для вертикального и горизонтального аппаратов с учётом загрязнений теплопередающей поверхности.
16. Расчёт требуемой площади поверхности теплопередачи  $F_p$  и определение запаса площади поверхности теплопередачи  $\Delta$  (%) для вертикального и горизонтального конденсаторов. Этот запас должен лежать в пределах 10–30 %. Меньший запас не гарантирует, что выбранный аппарат на протяжении всего срока эксплуатации справится с заданным процессом. А больший запас приводит к неоправданным материальным затратам.
17. Расчёт диаметров штуцеров.

Выяснив этапы предстоящего пути, можно приступить к расчёту.

1. Для расчёта температур начала и конца конденсации пара необходимо определить его молярный состав. Для этого используется классическая формула (10.1). Необходимые для расчёта молярные массы бензола  $M_6$  и  $M_T$  можно или рассчитать, или взять из приложения 1:

для бензола  $M_6 = 78 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$ , для толуола  $M_T = 92 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$ .

Теперь выполняем пересчёт, соблюдая правила оформления:

$$y_6 = \frac{\frac{\bar{y}_6}{M_6}}{\frac{\bar{y}_6}{M_6} + \frac{\bar{y}_T}{M_T}} = \frac{\frac{90}{78}}{\frac{90}{78} + \frac{10}{92}} = 0,914.$$

Молярную долю второго компонента можно рассчитать точно так же, а можно не тратить время и найти её из очевидного соотношения:

$$y_{\text{б}} + y_{\text{т}} = 1,0; \text{ значит, } y_{\text{т}} = 1,0 - y_{\text{б}} = 1,0 - 0,914 = 0,086.$$

2. Нахождение температуры начала конденсации  $t_{1н}$  выполним по уравнению изотермы паровой фазы (6.2). Задаёмся первым предполагаемым значением температуры 88 °С. Для этой температуры по уравнению Антуана (6.3) вычисляем давления пара бензола и толуола. Необходимые для расчёта этих давлений коэффициенты уравнения Антуана берём из приложения 7 и сводим в табл. 13.1.

Таблица 13.1

**Значения коэффициентов уравнения Антуана для бензола и толуола**

Компонент	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>
Бензол	15,9008	2788,51	-52,36
Толуол	16,0137	3096,52	-53,67

$$\ln P_{\text{б}} = A_{\text{б}} - \frac{B_{\text{б}}}{273 + t + C_{\text{б}}} = 15,9008 - \frac{2788,51}{273 + 88 - 52,36} = 6,866,$$

$$P_{\text{б}} = e^{6,866} = 959 \text{ мм рт. ст.}$$

Повторяем расчёт для толуола, получаем  $P_{\text{т}} = 379$  мм рт. ст.

Переведём давление процесса 0,11 МПа в миллиметры ртутного столба:

$$\frac{0,11 \cdot 1000000}{133,3} = 825 \text{ мм рт. ст.,}$$

где 133,3 – число паскалей в одном миллиметре ртутного столба.

Считаем значение суммы уравнения (6.2), получаем:

$$\frac{P}{P_{\text{б}}} y_{\text{б}} + \frac{P}{P_{\text{т}}} y_{\text{т}} = \frac{825}{959} \cdot 0,914 + \frac{825}{379} \cdot 0,086 = 0,974.$$

Если бы мы «угадали» температуру начала конденсации пара, то получили бы значение суммы, равное 1. Чуда, однако, не произошло.

Поэтому задаёмся следующим значением температуры и повторяем расчёт. Так как в нашем первом расчёте значение суммы уравнения (6.2) оказалось меньше 1, необходимо понизить температуру до такого значения, при котором сумма станет больше 1. Примем значение 84 °С. Давление пара бензола при этой температуре равно 852 мм рт. ст., а толуола – 332 мм рт. ст. Теперь сумма приобрела значение:

$$\frac{P}{P_6} y_6 + \frac{P}{P_T} y_T = \frac{825}{852} \cdot 0,914 + \frac{825}{332} \cdot 0,086 = 1,099.$$

Из полученных результатов можно сделать вывод, что искомая температура будет находиться между значениями 84 и 88 °С. Для нахождения точного значения температуры начала конденсации используем метод линейной интерполяции (глава 6).

Можно построить в масштабе график, как это показано на рис. 13.2. Но проще воспользоваться подобием треугольников ABC и ADF и найти катет DF:

$$\frac{AB}{BC} = \frac{AD}{DF}, \text{ отсюда } DF = \frac{AD \cdot BC}{AB} = \frac{(1,099 - 1,0) \cdot (88 - 84)}{1,099 - 0,974} \approx 3.$$

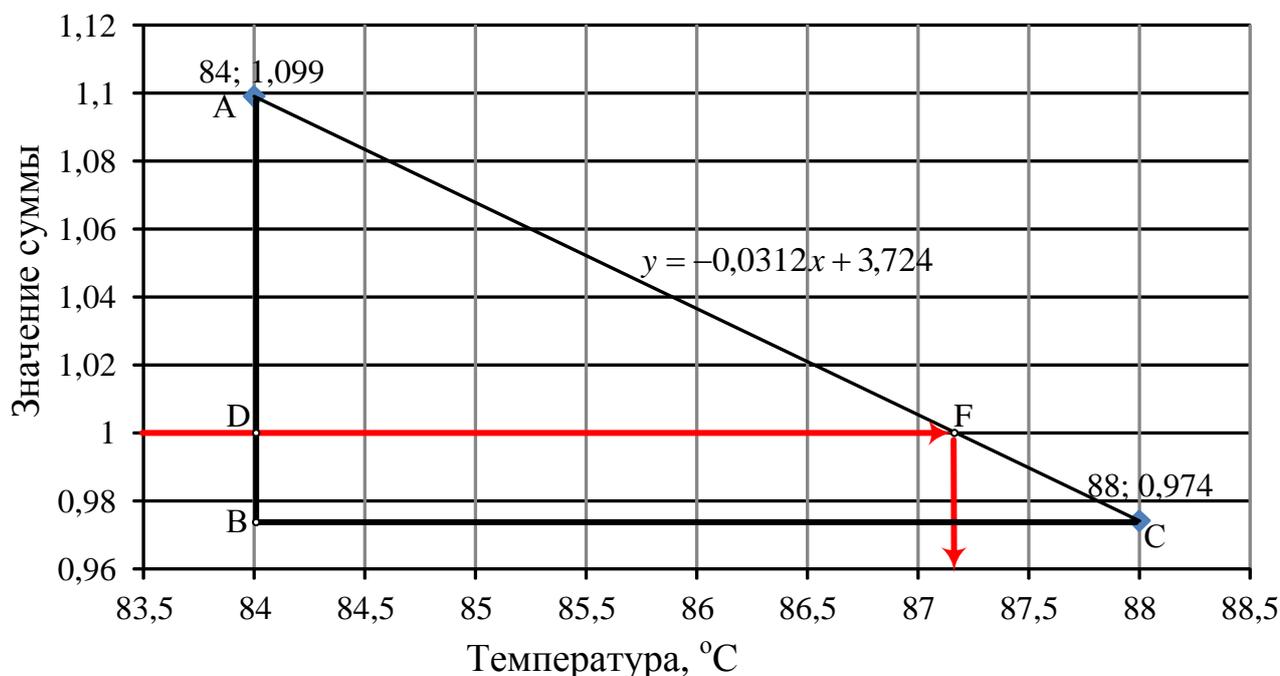


Рис. 13.2. Использование метода линейной интерполяции для нахождения температуры начала конденсации пара

Следовательно, искомая температура начала конденсации пара заданного состава при заданном давлении будет равна  $84 + 3 = 87^\circ\text{C}$ .

Можно применить и более современный приём. Если ввести полученные точки в программу Excel, выделить их, вызвать опцию Конструктор и применить Диаграмма  $\rightarrow$  Макет 9, то на поле диаграммы появится уравнение прямой AC. Для нашего случая оно будет иметь вид (см. рис. 13.2):

$$y = -0,0312x + 3,724.$$

Подставив в него  $y = 1$ , получаем  $x = 87$ . Это и будет значение температуры, при котором сумма уравнения (6.2) равна 1.

Таким образом, в результате получаем  $t_{1н} = 87^\circ\text{C}$ .

3. Нахождение температуры конца конденсации  $t_{1к}$ . Теперь наш пар стал жидкостью, которая находится при температуре кипения. Поэтому расчёт будем выполнять по уравнению изотермы жидкой фазы (6.1). Так как в состав пара входил в основном бензол (его молярная доля равна 0,914), температура конца конденсации будет мало отличаться от температуры начала конденсации. Поэтому примем в первом приближении  $86^\circ\text{C}$ . При этой температуре давления паров бензола и толуола составят  $P_б = 904$  мм рт.ст.,  $P_т = 355$  мм рт.ст. Значение суммы уравнения (6.1):

$$\frac{P_б}{P} x_б + \frac{P_т}{P} x_т = \frac{904}{825} \cdot 0,914 + \frac{355}{825} \cdot 0,086 = 1,038.$$

Понизим температуру до значения  $84^\circ\text{C}$  и повторим расчёт. Получим значение суммы 0,978. Теперь снова воспользуемся методом линейной интерполяции и построим график в координатах «температура – сумма» (рис. 13.3). Теперь для расчёта температуры конца конденсации можно использовать подобие треугольников ABC и CDF или воспользоваться уравнением интерполяционной линии, которое показано на рис. 13.3. Результат будет одним и тем же:  $t_{1к} = 85^\circ\text{C}$ .

4. Определение тепловой нагрузки конденсатора  $Q$ . Для этого используем уравнение теплового баланса (4.2).

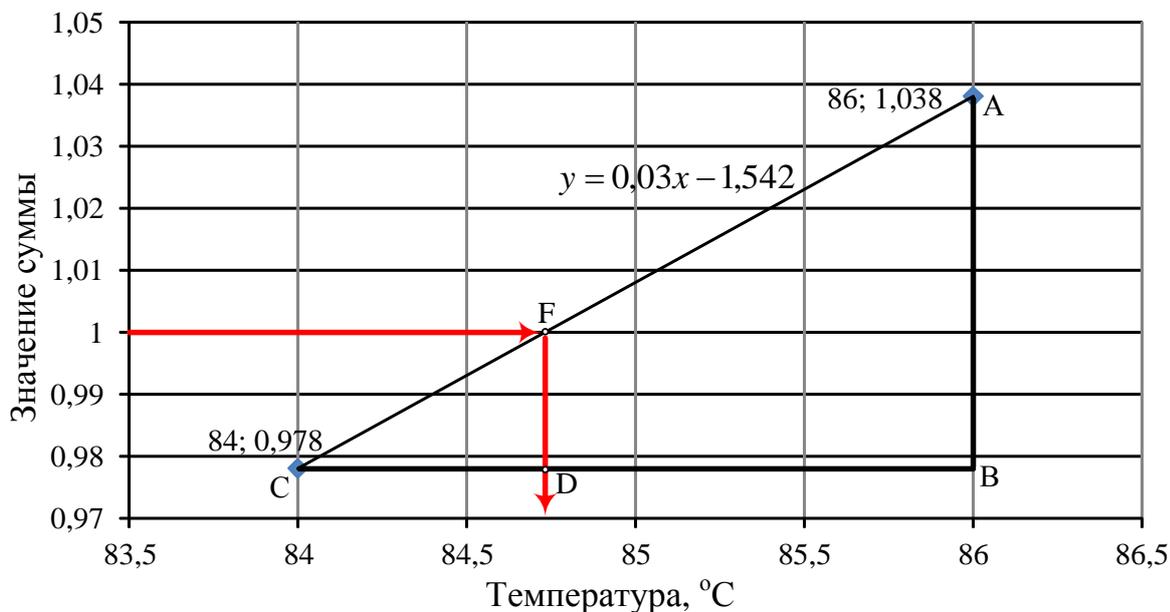


Рис. 13.3. Иллюстрация метода линейной интерполяции для нахождения температуры конца конденсации пара

Теплоту конденсации бензола и толуола возьмём из приложения 6 для температуры  $80\text{ }^{\circ}\text{C}^{23}$  – это ближайшее кратное 10 значение температуры.

$$r_{\text{б}} = 395 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; r_{\text{т}} = 379 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Удельную теплоту конденсации смеси найдём по формуле (8.5):

$$r_1 = r_{\text{б}} \bar{y}_{\text{б}} + r_{\text{т}} \bar{y}_{\text{т}} = 395 \cdot 0,9 + 379 \cdot 0,1 = 393 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Тогда тепловая нагрузка на конденсатор составит

$$Q = G_1 r_1 = \frac{30000}{3600} \cdot 393 = 3275 \text{ кВт}.$$

5. Расход воды на конденсатор определим из уравнения теплового баланса (4.2), приняв температуру воды на выходе из аппарата, равную  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ :

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_{2\text{к}} - t_{2\text{н}})} = \frac{3275}{4,18 \cdot (40 - 20)} = 39,2 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

<sup>23</sup> Вообще-то средняя температура горячего потока  $86\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Но с ростом температуры удельная теплота конденсации понижается. Поэтому мы будем иметь некоторый запас по тепловой нагрузке на аппарат.

где  $4,18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  – удельная теплоёмкость воды при её средней температуре  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  (приложение 8).

На практике принято использовать объёмный расход воды, который составит величину:

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{39,2}{996} = 0,039 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 141,7 \frac{\text{м}^3}{\text{час}},$$

где  $996$  – плотность воды при  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$  (приложение 8).

Интересно оценить:  $142 \text{ м}^3/\text{час}$  – это много или мало? Для сравнения: четырёхосная железнодорожная цистерна имеет объём  $60 \text{ м}^3$ . Значит, в час нашему конденсатору потребуется больше двух таких цистерн воды.

6. Среднюю разность температур определим по формуле (5.1). Так как температура горячего потока практически не меняется, прямоток и противоток дадут одинаковые результаты (рис. 13.4).

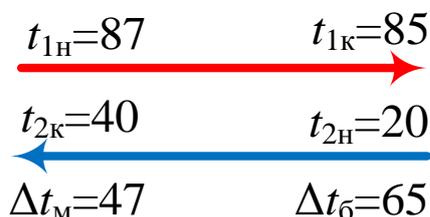


Рис. 13.4. Определение средней разности температур

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\bar{\theta}} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{\theta}}}{\Delta t_M}} = \frac{65 - 47}{\ln \frac{65}{47}} = 56^0 \text{ C}.$$

7. Нахождение теплофизических свойств конденсата и воды при их средних температурах. Средняя температура конденсата (смеси бензола и толуола)  $86 \text{ }^\circ\text{C}$ , а воды –  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ . С достаточной для инженерных расчётов точностью возьмём свойства бензола и толуола (приложения 2–5 и табл. 13.2) при температуре  $90 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Свойства смеси бензола и толуола определяем по уравнениям (8.1)–(8.4).

Плотность:

$$\rho_1 = \frac{1}{\frac{\bar{x}_6}{\rho_6} + \frac{\bar{x}_T}{\rho_T}} = \frac{1}{\frac{0,9}{804} + \frac{0,1}{798}} = 803 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Таблица 13.2

**Теплофизические свойства бензола и толуола при 90 °С**

Свойство	Бензол	Толуол
Плотность, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	804	798
Вязкость, $\mu$ , Па·с	0,000289	0,000295
Теплоёмкость, $c$ , Дж/(кг·К)	2076	2026
Теплопроводность, $\lambda$ , Вт/(м·К)	0,128	0,121

Вязкость:

$$\lg \mu_1 = x_6 \lg \mu_6 + x_T \lg \mu_T = 0,914 \cdot \lg 0,000289 + 0,086 \cdot \lg 0,000295 = -3,538.$$

Тогда  $\mu_1 = 0,00029$  Па·с.

Теплоёмкость:

$$c_1 = \bar{x}_6 c_6 + \bar{x}_T c_T = 0,9 \cdot 2076 + 0,1 \cdot 2026 = 2071 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Теплопроводность:

$$\lambda_1 = \bar{x}_6 \lambda_6 + \bar{x}_T \lambda_T = 0,9 \cdot 0,128 + 0,1 \cdot 0,121 = 0,127 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}};$$

$$\lambda_1 = x_6 \lambda_6 + x_T \lambda_T = 0,914 \cdot 0,128 + 0,086 \cdot 0,121 = 0,127 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

Формулы дали одинаковые значения. Но если бы получились разные значения, то нужно выбрать наименьшее значение.

Свойства воды берём из приложения 8. Все полученные значения сводим в табл. 13.3.

8. Обобщение опыта эксплуатации большого числа конденсаторов показывает, что коэффициент теплопередачи в них обычно лежит в пределах  $300 \div 800 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$  (приложение 10).

## Теплофизические свойства потоков

Свойство	Горячий поток (конденсат)	Холодный поток (вода)
Средняя температура, °С	86	30
Плотность, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	803	996
Вязкость, $\mu$ , Па×с	0,00029	0,000804
Теплоёмкость, $c$ , Дж/(кг×К)	2071	4180
Теплопроводность, $\lambda$ , Вт/(м×К)	0,127	0,618
Критерий Прандтля, $Pr = \frac{c\mu}{\lambda}$	4,73 (в расчётах не используется)	5,42

Примем ориентировочное значение коэффициента теплопередачи для проектируемого аппарата  $K_{op} = 450 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Тогда приблизительная требуемая площадь поверхности теплопередачи запишется как:

$$F_{op} = \frac{Q}{K_{op} \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{3275000}{450 \cdot 56} = 130 \text{ м}^2.$$

Обращаем внимание, что величину тепловой нагрузки  $Q$  необходимо перевести в систему СИ, т. е. из киловаттов в ватты.

9. По приложению 15 принимаем к установке конденсатор со следующими характеристиками (представим их в виде табл. 13.4).

Таблица 13.4

## Параметры выбранного теплообменника

Параметр аппарата	Единица измерения	Величина
Поверхность теплопередачи, $F_T$	м <sup>2</sup>	139
Диаметр кожуха внутренний, $D$	мм	800
Диаметр труб и толщина стенки, $d \times \delta$	мм	25×2
Общее число труб, $n_{об}$	шт.	442
Длина труб, $L$	м	4
Число ходов, $z$	шт.	2

Площадь трубного пространства найдём расчётом по формуле

$$S_{\text{тр}} = \frac{n_{\text{об}}}{z} \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} = \frac{442}{2} \cdot \frac{3,14 \cdot 0,021^2}{4} = 0,0765 \text{ м}^2,$$

где 0,021 – внутренний диаметр труб трубного пучка, м.

На рис. 13.5 показана горизонтальная установка выбранного конденсатора.

Теперь начинается поверочный расчёт выбранного аппарата. Его цель – подтвердить соответствие выбранного конденсатора поставленной задаче.

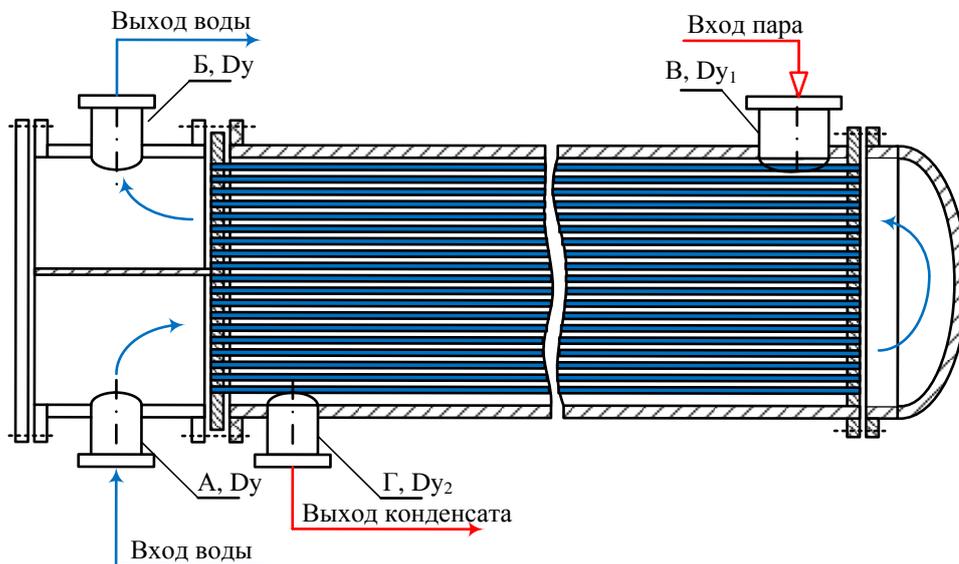


Рис. 13.5. Горизонтальный двухходовой кожухотрубчатый конденсатор

10. Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к пучку горизонтальных труб найдём по формуле (7.10):

$$\begin{aligned} \alpha_{1,\text{гор}} &= 2,02 \cdot \varepsilon \cdot \lambda_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 n_{\text{об}} L}{\mu_1 G_1}} = \\ &= 2,02 \cdot 0,6 \cdot 0,127 \cdot \sqrt[3]{\frac{803^2 \cdot 442 \cdot 4}{0,00029 \cdot \frac{30000}{3600}}} = 1198 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, \end{aligned}$$

где  $\varepsilon$  – коэффициент, зависящий от числа труб пучка, его принимают при  $n_{\text{об}} \leq 100$   $\varepsilon = 0,7$ ; при  $n_{\text{об}} > 100$   $\varepsilon = 0,6$ .

Для пучка вертикальных труб коэффициент теплоотдачи вычислим по формуле (7.11):

$$\begin{aligned}\alpha_{1,\text{вер}} &= 3,78 \cdot \lambda_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 d_n n_{\text{об}}}{\mu_1 G_1}} = \\ &= 3,78 \cdot 0,127 \cdot \sqrt[3]{\frac{803^2 \cdot 0,025 \cdot 442}{0,00029 \cdot \frac{30000}{3600}}} = 688 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.\end{aligned}$$

Из сравнения полученных результатов можно сделать вывод, что горизонтальное расположение конденсатора даёт большее значение коэффициента теплоотдачи.

11. Скорость воды в трубах трубного пучка аппарата:

$$w_2 = \frac{V_2}{S_{\text{тр}}} = \frac{0,039}{0,0765} = 0,51 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

12. Режим движения воды в трубах:

$$Re_2 = \frac{w_2 d_{\text{вн}} \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,51 \cdot 0,021 \cdot 996}{0,000804} = 13268,$$

т. е. движение воды турбулентное.

13. Критерий Нуссельта для турбулентного потока внутри труб находится по формуле (7.6), которую мы уже комментировали в главе 7

$$\begin{aligned}Nu_2 &= 0,021 \varepsilon_i Re_2^{0,8} Pr_2^{0,43} \left( \frac{Pr_2}{Pr_{2,cm}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 1 \cdot 13268^{0,8} \cdot 5,42^{0,43} \cdot 1 = 86,3.\end{aligned}$$

Тогда коэффициент теплоотдачи от труб к воде:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{вн}}} = \frac{86,3 \cdot 0,618}{0,021} = 2540 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

14. Коэффициент теплопередачи для чистой теплопередающей поверхности для горизонтального расположения аппарата находим по уравнению (7.1):

$$K_{0,\text{гор}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1,\text{гор}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1198} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{2540}} = 787 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

В этом уравнении толщина стенки трубы  $\delta_{\text{ст}} = 2 \text{ мм} = 0,002 \text{ м}$ ; коэффициент теплопроводности стенки из углеродистой стали  $\lambda_{\text{ст}} = 46,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ .

Если аппарат установить вертикально, то коэффициент теплопередачи будет иметь значение:

$$K_{0,\text{верт}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1,\text{верт}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{688} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{2540}} = 529 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

На основе полученных результатов делаем вывод, что при горизонтальной установке конденсатор будет работать более эффективно –  $K_{0,\text{гор}} > K_{0,\text{верт}}$ .

15. В процессе эксплуатации конденсатора на его теплопередающей поверхности будут откладываться загрязнения, которые ухудшают процесс передачи теплоты. Согласно приведённым в табл. 7.1 сведениям, выполним расчёт коэффициента теплопередачи с учётом загрязнений теплопередающей поверхности. Начнём с горизонтального аппарата.

$$K_{\text{р.гор}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1,\text{гор}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2} + r_{\text{загр},1} + r_{\text{загр},2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{1198} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{2540} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{1600}} = 483 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Для вертикального конденсатора коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле

$$K_{p.верт} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1,верт}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} + r_{1,загр} + r_{2,загр}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{688} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{2540} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{1600}} = 372 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Сравним коэффициенты теплопередачи для чистой теплопередающей поверхности и для загрязнённой. Например, при горизонтальной установке для чистой поверхности коэффициент теплопередачи равен  $787 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ , а для загрязнённой –  $483 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Эффективность работы снижается почти на 40 %!

16. Требуемая площадь поверхности теплопередачи при горизонтальном расположении аппарата составит величину:

$$F_p = \frac{Q}{K_{p.гор} \cdot \Delta t_{ср}} = \frac{3275000}{483 \cdot 56} = 121 \text{ м}^2.$$

Запас площади поверхности теплопередачи составит

$$\Delta = \frac{139 - 121}{121} \cdot 100\% = 15\%.$$

Такой запас укладывается в нормы технологического проектирования. Аппарат можно рекомендовать к установке.

При вертикальной установке аппарата требуемая площадь поверхности теплопередачи:

$$F_p = \frac{Q}{K_{p.верт} \cdot \Delta t_{ср}} = \frac{3275000}{372 \cdot 56} = 157 \text{ м}^2,$$

в то время как мы приняли к установке аппарат с площадью поверхности теплопередачи  $139 \text{ м}^2$ . Следовательно, вертикально установить выбранный теплообменник невозможно.

Таким образом, мы нашли теплообменник, который при горизонтальной установке позволит конденсировать 30000 кг/час смеси паров бензола и толуола. При реальном, а не учебном проектировании следующим шагом будет нахождение с использованием ресурсов Интернета изготовителя теплообменной аппаратуры и заполнение так называемого опросного листа.

### 17. Расчёт диаметров штуцеров.

В практике технологических расчётов этот пункт, как правило, не выполняется – завод-изготовитель теплообменной аппаратуры руководствуется ГОСТ и сам устанавливает штуцеры необходимого диаметра. Мы делаем такой расчёт с чисто учебной целью.

У нашего аппарата два штуцера трубного пространства – А и Б – будут иметь одинаковый диаметр (см. рис. 13.5). Они подключены к напорным трубопроводам, по которым подводится и отводится вода. Штуцер В предназначен для ввода пара бензола и толуола, а штуцер Г – для вывода самотёком образовавшейся жидкой фазы, т. е. конденсата.

Расчёт диаметра штуцеров трубного пространства А и Б при допустимой скорости воды 1,5 м/с:

$$d_A = d_B = \sqrt{\frac{4V_2}{\pi w_{2, \text{доп}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,039}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,182 \text{ м} = 182 \text{ мм}.$$

Согласно ГОСТ (приложение 14), при диаметре кожуха 800 мм и числе ходов по трубам  $z = 2$  диаметры штуцеров для трубного пространства должны быть 250 мм. Принимаем к установке штуцеры для входа и выхода воды с условным диаметром  $d_A = d_B = 250$  мм.

Расчёт диаметра штуцера В для ввода пара бензола и толуола в межтрубное пространство. Примем допустимую скорость 25 м/с (см. табл. 10.6). Плотность пара рассчитаем по классической формуле

$$\rho_{1, \text{п}} = \frac{M_{\text{см}}}{22,4} \cdot \frac{P}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T} = \frac{79,2}{22,4} \cdot \frac{110}{101,3} \cdot \frac{273}{273 + 87} = 2,91 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

где  $M_{\text{см}}$  – молярная масса смеси, поступающей в конденсатор, находится по правилу аддитивности:

$$M_{\text{см}} = M_{\text{б}}y_{\text{б}} + M_{\text{т}}y_{\text{т}} = 78 \cdot 0,914 + 92 \cdot 0,086 = 79,2 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}.$$

Тогда диаметр штуцера В для ввода пара в межтрубное пространство составит величину:

$$d_{\text{В}} = \sqrt{\frac{4G_1}{\pi w_{1,\text{доп}} \rho_{1,\text{п}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 30000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 25 \cdot 2,91}} = 0,382 \text{ м} = 382 \text{ мм}.$$

Для конденсаторов с диаметром кожуха 800 мм ГОСТ устанавливает диаметр штуцера ввода пара 400 мм. Это соответствует полученному результату. Принимаем к установке штуцер для ввода пара диаметром  $d_{\text{В}} = 400 \text{ мм}$ .

Для штуцера вывода конденсата из межтрубного пространства принимаем скорость 1,0 м/с. Тогда диаметр штуцера можно записать как:

$$d_{\text{Г}} = \sqrt{\frac{4G_1}{\pi w_{1,\text{доп}} \rho_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 30000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 1,0 \cdot 803}} = 0,115 \text{ м} = 115 \text{ мм}.$$

ГОСТ регламентирует диаметр штуцера для вывода конденсата 150 мм. Принимаем к установке диаметр по ГОСТ  $d_{\text{Г}} = 150 \text{ мм}$ .

## 14. РАСЧЁТ КИПЯТИЛЬНИКА

Кипение – процесс, хорошо известный нам с детства. В самом деле, мы ежедневно кипятим воду, чтобы заварить чай или кофе. Мы опускаем в кипящую воду пельмени или другие продукты. Так что обычная кастрюля – это, в принципе, простейший вариант кипятильника. В промышленности воду также кипятят очень часто – этот процесс лежит в основе работы паровых котлов. Образовавшийся пар используется для выработки электроэнергии, также в качестве очень хорошего переносчика теплоты. Однако нас сейчас интересует кипение не воды и не в кастрюле. В нефтехимии и нефтепереработке кипятят органические жидкости. А образовавшийся пар используется для создания восходящего потока пара в ректификационной колонне. Этот поток называют паровым орошением колонны. На рис. 9.1 и 9.3 кипятильники обозначены номером Т-4.

Понятно, что для перевода жидкости в пар требуется подводить теплоту. Источником этой теплоты является насыщенный водяной пар. Следовательно, согласно изложенной в главе 1 классификации возможных вариантов теплопередачи, работа кипятильника попадает в вариант 4: горячий поток конденсируется, холодный поток кипит. Уравнение теплового баланса такого процесса имеет вид (4.4).

В нефтехимии и нефтепереработке используются разные способы организации процесса кипения, т. е. различные аппараты.

В нефтехимии принято использовать вертикальные термосифонные кипятильники – именно такой аппарат показан на рис. 9.1 и 9.3. В них кипение жидкости происходит внутри труб трубного пучка. Дело в том, что кубовые остатки в своём составе, как правило, содержат различные примеси, вызывающие загрязнение теплопередающей поверхности (см. рис. 7.3 и 7.4). Поэтому такие потоки лучше направлять в трубный пучок – его легче чистить во время ремонта.

Вертикальный термосифонный кипятильник может быть только одноходовым по трубному пространству. Горячий поток (теплоноситель) – водяной пар – конденсируется на трубном пучке, а в трубах кипит кубовая жидкость. Но испаряется при этом не вся жидкость,

а только её часть. Эту часть, перешедшую в пар, называют долей отгона  $e$  (пункт 4, глава 1). Для вертикальных кипятильников эта доля отгона находится в пределах от 0,3 до 0,6.

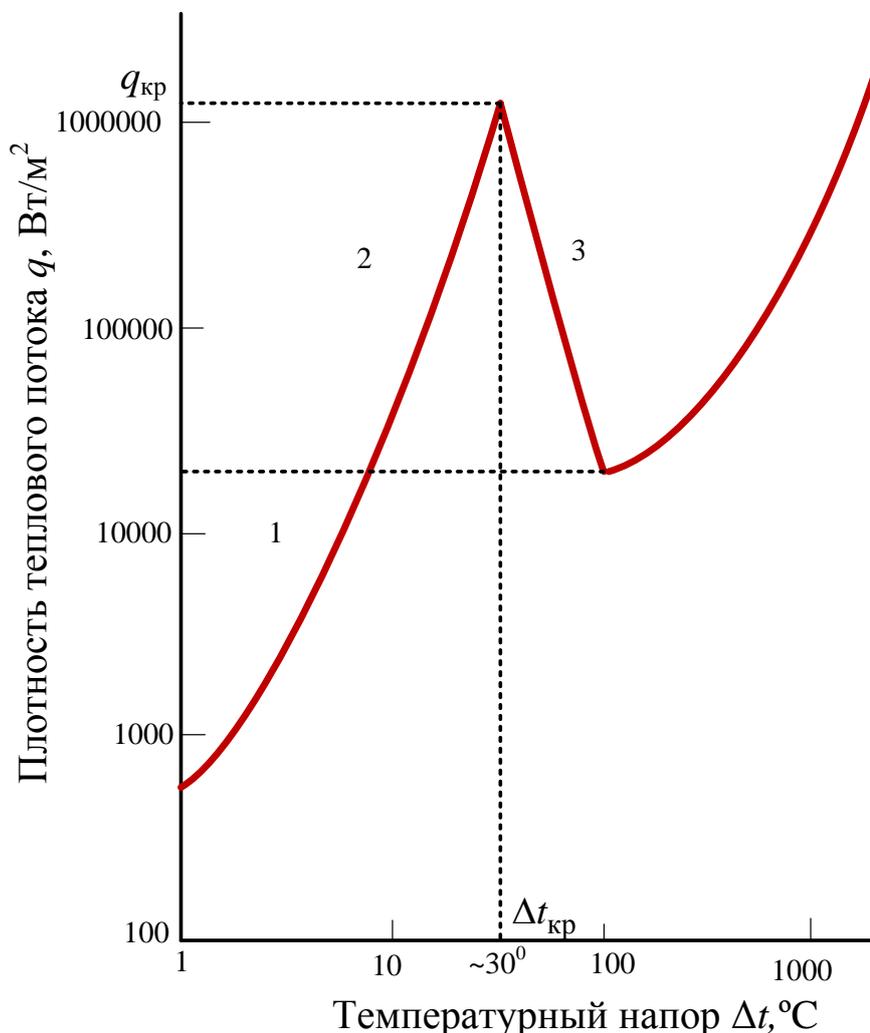
В нефтепереработке применяются горизонтальные кипятильники с паровым пространством (см. рис. 9.2). В них жидкость кипит на трубах, т. е. в межтрубном пространстве. В трубы подаётся теплоноситель – водяной пар. В этих аппаратах доля отгона достигает величины 0,8–0,9, т. е. переводится в пар 80–90 % входящей жидкости.

Совершенно понятно желание интенсифицировать процесс кипения (как и вообще любой теплообменный процесс). На первый взгляд, для этого достаточно просто увеличить тепловой поток  $Q$ . Действительно, чтобы кипение воды в кастрюле стало более интенсивным, достаточно повернуть ручку конфорки. При этом, кроме очевидного возрастания теплового потока  $Q$ , происходит увеличение температуры стенки, через которую передаётся теплота. Следовательно, увеличивается разность температур  $\Delta t$  между стенкой  $t_{ст}$  и кипящей жидкостью  $t_{ж}$

$$\Delta t = t_{ст} - t_{ж}. \quad (14.1)$$

Действительно, при увеличении температуры стенки происходит увеличение плотности теплового потока  $q$  ( $\text{Вт}/\text{м}^2$ ), кипение становится интенсивнее. Это так называемое **пузырьковое кипение**. Оно характеризуется высокой интенсивностью. В обычных условиях мы наблюдаем именно такой процесс. Но есть и другой тип кипения. Если стряхнуть несколько капель воды на раскалённую сковородку, то мы увидим, что образовавшиеся маленькие шарики, вместо того чтобы мгновенно испариться, начинают бегать по раскалённой поверхности. Вода кипит, но гораздо медленнее. Такое кипение называется **плёночным**. Причина плёночного кипения проста – между греющей поверхностью и жидкостью появилась паровая прослойка. А пар плохо проводит теплоту. У него низкий коэффициент теплопроводности. Переход от одного режима к другому назвали **кризисом теплоотдачи при кипении**. Совершенно понятно желание найти границу между этими двумя режимами кипения – пузырьковым и плёночным. Влияние

разности температур  $\Delta t$  на коэффициент теплоотдачи (или, что то же самое, на плотность теплового потока) при кипении изучал японский учёный Нукияма<sup>24</sup>. Им была получена зависимость плотности теплового потока  $q$  от температурного напора  $\Delta t$  при кипении воды. График этой зависимости назвали кривой Нукиямы (рис. 14.1).



*Рис. 14.1.* Зависимость плотности теплового потока от температурного напора при кипении воды (график Нукиямы):  
 1 – область испарения со свободной поверхности;  
 2 – область развитого пузырькового кипения; 3 – плёночное кипение

Из графика (см. рис. 14.1) следует, что при достижении некоторого критического значения температурного напора  $\Delta t_{кр}$  наблюдается парадоксальный, противоречащий обычному опыту факт: тепловой

<sup>24</sup> Широ Нукияма (1896–1983), японский учёный, известен исследованиями в области теплопередачи. Японским обществом по теплообмену учреждена престижная премия имени Нукиямы.

поток вдруг начинает резко уменьшаться. Следовательно, уменьшается и коэффициент теплоотдачи, который равен  $\alpha = q / \Delta t$ . Дальнейшие исследования показали, что, например, для бензола величина  $\Delta t_{кр}$  составляет примерно  $\sim 40$  °С, для изопропилового спирта  $\sim 50$  °С, для бутилового спирта  $\sim 33$  °С.

При расчёте кипятильника хочется приблизиться к критическому значению температурного напора  $\Delta t_{кр}$ , а затем немного отойти от него. Тогда будет получен высокий коэффициент теплоотдачи к кипящей жидкости. Но следует помнить, что существует опасность перейти  $\Delta t_{кр}$  и попасть в область плёночного кипения. Тогда, помимо резкого снижения коэффициента теплоотдачи, возникнет сильный перегрев греющей поверхности, что приведёт к разрушению аппарата.

Критическое значение плотности теплового потока, при котором пузырьковое кипение переходит в плёночное, вычисляют по уравнению:

$$q_{кр} = 1,4r \cdot \rho_{п}^{0,5} (g \cdot \sigma \cdot \rho)^{0,25}, \quad (14.2)$$

где  $r$  – удельная теплота испарения;  $\rho_{п}$  – плотность образующегося при кипении пара при рабочих условиях в аппарате;  $\sigma$  – поверхностное натяжение кипящей жидкости;  $\rho$  – плотность жидкости;  $g$  – ускорение свободного падения.

Итак, при расчёте кипятильника появляется задача, которой не было в расчётах других аппаратов: найти критическое значение плотности теплового потока  $q_{кр}$ . Эта величина должна быть больше рабочей плотности теплового потока  $q_{раб}$ , т. е. должно выполняться неравенство:

$$q_{кр} > q_{раб}.$$

Расчёт коэффициента теплоотдачи при кипении – довольно сложная задача. Предложено несколько способов его расчёта, но ни один не даёт надёжного результата. Это объясняется тем, что при кипении жидкости приходится учитывать слишком большое число факторов, среди которых: размер формирующихся пузырьков, распределение центров парообразования, их форма и т. д. В литературе [1] предложен довольно простой способ, основанный на последовательном приближении величины  $\Delta t$ . Как им пользоваться, будет показано далее.

Но это не единственная проблема. При расчёте кипятильника обязательно придётся искать две температуры: температуру начала кипения смеси, которая заходит в аппарат, и температуру выходящей парожидкостной смеси с заданной долей отгона  $e$ . Нахождение первой температуры не представляет особых трудностей, для этого служит уравнение (6.1). Мы его уже применяли в расчётах (главы 10 и 12). Сложнее найти температуру кипения смеси при заданной доле отгона. Чтобы понять, что это за температуры, рассмотрим график изобар (рис. 14.2)<sup>25</sup>.

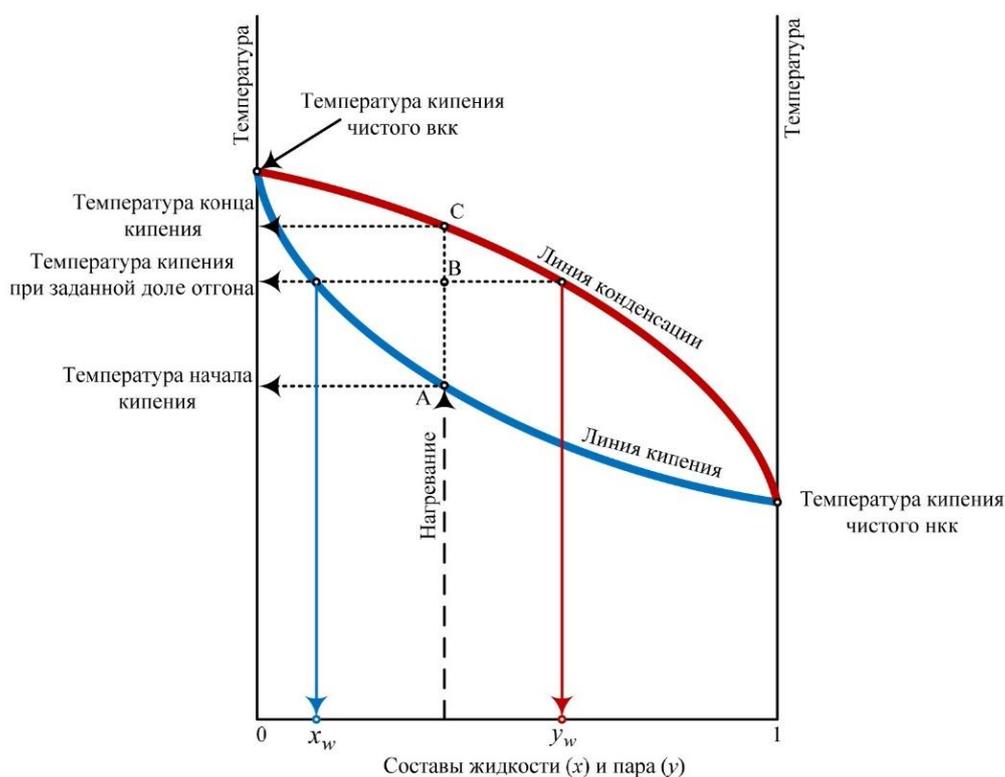


Рис. 14.2. Иллюстрация нахождения температуры парожидкостной смеси

Напомним, что поступающая в кипятильник смесь состоит минимум из двух компонентов: мы их назвали низкокипящий (нкк) и высококипящий (вкк). На графике изобар состоянию кипящей жидкости соответствует точка А. При дальнейшем подводе теплоты точка А смещается вверх. Точка В соответствует парожидкостной смеси, а в точке С жидкости уже нет, она вся перешла в пар. Отрезок АВ

<sup>25</sup> Вопросы равновесия между фазами изучаются в курсе физической химии. Предполагается, что студенты хотя бы в общих чертах знакомы с этим разделом.

соответствует количеству образовавшегося пара, а отрезок ВС – количеству оставшейся жидкости. Долю отгона в точке В можно найти из соотношения длин отрезков АВ и АС:

$$e = \frac{AB}{AC}. \quad (14.3)$$

В процессе расчёта кипятильника потребуется найти температуру парожидкостной смеси с заданной долей отгона  $e$ . В практике инженерных расчётов для этого используют два уравнения (в зависимости от величины доли отгона  $e$ ). Эти уравнения являются фактически уравнениями (6.1) и (6.2), адаптированными для смеси пара и жидкости.

Если  $e < 0,5$ , т. е. доля пара меньше половины, то применяется уравнение:

$$\frac{P_1}{P + e(P_1 - P)} x + \frac{P_2}{P + e(P_2 - P)} (1 - x) = 1. \quad (14.4)$$

Если же  $e > 0,5$ , т. е. доля пара больше половины, то целесообразно использовать уравнение:

$$\frac{P}{P + e(P_1 - P)} x + \frac{P}{P + e(P_2 - P)} (1 - x) = 1. \quad (14.5)$$

Напомним, что в этих уравнениях  $x$  – молярная доля низкокипящего компонента в составе кипящей жидкости,  $P$  – давление, при котором ведётся процесс кипения,  $P_1$  – давление пара низкокипящего компонента,  $P_2$  – давление пара высококипящего компонента.

Расчёт проводится методом последовательного приближения с применением линейной интерполяции.

Парожидкостная смесь, которая выходит из кипятильника, после поступления в колонну распадается на жидкую фазу состава  $x_w$  и пар состава  $y_w$ . В процессе расчёта аппарата эти составы нужно будет найти. Состав жидкой фазы, выходящей из кипятильника, находят по уравнению:

$$x_w = \frac{P}{P + e(P_1 - P)} x. \quad (14.6)$$

Состав пара, уходящего из кипятильника в колонну, находят по уравнению равновесия жидкой и паровой фаз:

$$y_w = \frac{P_1}{P} x_w. \quad (14.7)$$

**Исходные данные на проектирование.** Рассчитать кипятильник ректификационной колонны. Состав поступающей в кипятильник кубовой жидкости: бензол  $\bar{x}_B = 35\%$  масс., толуол  $\bar{x}_T = 65\%$  масс. Расход кубовой жидкости  $G_2 = 40000$  кг/час. Начальная температура жидкости на входе в кипятильник равна температуре начала кипения при давлении  $P = 0,16$  МПа. Доля отгона  $e = 0,6$  (молярная). В качестве теплоносителя использовать насыщенный водяной пар, давление которого выбрать. Учесть влажность пара и потери теплоты в окружающую среду.

## РАСЧЁТ

Алгоритм расчёта кипятильника будет следующим:

1. Пересчёт массовых долей в молярные  $\bar{x}_i \rightarrow x_i$ .
2. Определение температуры начала кипения смеси  $t_{2H}$  заданного состава при заданном давлении.
3. Определение температуры выхода парожидкостной смеси  $t_{2K}$  при заданной доле отгона.
4. Составление материального баланса кипятильника. Его цель – найти расходы и составы потоков пара  $y_w$  и жидкости  $x_w$ , покидающих аппарат.
5. Формирование банка теплофизических свойств кипящей жидкости (холодного потока).
6. Расчёт тепловой нагрузки на кипятильник.
7. Выбор параметров греющего насыщенного водяного пара и расчёт его расхода.
8. Расчёт средней разности температур между потоками.
9. Принятие ориентировочного значения коэффициента теплопередачи  $K_{op}$ , расчёт ориентировочной площади поверхности теплопередачи  $F_{op}$  и выбор аппарата по ГОСТ.

Теперь начинается **поверочный** расчёт выбранного аппарата. Его цель – проверить, справится ли аппарат с поставленной задачей.

10. Расчёт коэффициента теплоотдачи  $\alpha_1$  от конденсирующегося насыщенного водяного пара к трубам.
11. Расчёт коэффициента теплоотдачи от стенок трубного пучка к кипящей жидкости  $\alpha_2$ .
12. Нахождение расчётного коэффициента теплопередачи и определение требуемой площади поверхности теплообмена.
13. Определение запаса площади поверхности теплопередачи.
14. Расчёт диаметров штуцеров.

1. Для расчёта температуры начала кипения поступающей в аппарат жидкости необходимо определить её молярный состав. Для этого используется классическая формула (10.1), которая уже использовалась в предыдущих примерах. Необходимые для расчёта молярные массы бензола  $M_б$  и  $M_т$  можно или рассчитать по химической формуле, или взять из приложения 1:

$$\text{для бензола } M_б = 78 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}, \text{ для толуола } M_т = 92 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}.$$

Теперь находим молярную долю бензола:

$$x_б = \frac{\frac{\bar{x}_б}{M_б}}{\frac{\bar{x}_б}{M_б} + \frac{\bar{x}_т}{M_т}} = \frac{\frac{35}{78}}{\frac{35}{78} + \frac{65}{92}} = 0,388.$$

Молярная доля толуола:

$$x_т = \frac{\frac{\bar{x}_т}{M_т}}{\frac{\bar{x}_б}{M_б} + \frac{\bar{x}_т}{M_т}} = \frac{\frac{65}{92}}{\frac{35}{78} + \frac{65}{92}} = 0,612.$$

Сделаем проверку:

$$x_б + x_т = 0,388 + 0,612 = 1,00.$$

Расчёт выполнен верно.

2. Теперь определим температуру начала кипения смеси заданного состава при заданном давлении. Для этого применим уравнение изотермы жидкой фазы (6.1), воспользовавшись алгоритмом, изложенным в главе 6.

2.1. Зададимся первым значением предполагаемой температуры 106 °С.

2.2. Для выбранной температуры по уравнению Антуана (6.3) вычисляем давления паров бензола и толуола. Значения коэффициентов уравнения Антуана берём из приложения 7 и сводим в табл. 14.1.

Таблица 14.1

Значения коэффициентов уравнения Антуана

Компонент	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>
Бензол	15,9008	2788,51	-52,36
Толуол	16,0137	3096,52	-53,67

Давление пара бензола при 106 °С:

$$\ln P_{\text{б}} = 15,9008 - \frac{2788,51}{273 + 106 - 52,36} = 7,364,$$

$$P_{\text{б}} = e^{7,364} = 1578 \text{ мм рт. ст.}$$

На калькуляторе с двухстрочным монитором эти два действия заменяются одним, расчёт проводится, минуя вычисление логарифма, т. е. выполняется действие:

$$P_{\text{т}} = \exp\left(A_{\text{т}} - \frac{B_{\text{т}}}{273 + t + C_{\text{т}}}\right) =$$

$$= \exp\left(16,0136 - \frac{3096,52}{273 + 106 - 53,67}\right) = 662 \text{ мм рт.ст.}$$

2.3. Для удобства расчётов переведём давление, при котором ведётся нагрев смеси, из паскалей в миллиметры ртутного столба:

$$P = \frac{0,16 \cdot 1000000}{133,3} = 1200 \text{ мм рт. ст.},$$

где 133,3 – число паскалей в 1 миллиметре ртутного столба.

2.4. Найдём значение суммы в уравнении изотермы жидкой фазы (6.1):

$$\frac{P_{\text{б}}}{P} x_{\text{б}} + \frac{P_{\text{т}}}{P} x_{\text{т}} = \frac{1578}{1200} 0,388 + \frac{662}{1200} 0,612 = 0,848.$$

Вместо ожидаемой единицы получили меньшее число. Значит, в дробях необходимо увеличить числители, т. е. давления пара бензола и толуола. А это можно сделать, подняв температуру.

2.5. Принимаем второе значение температуры 116 °С и повторяем расчёт:

$$P_{\text{б}} = 2033 \text{ мм рт. ст.}, P_{\text{т}} = 880 \text{ мм рт. ст.},$$

$$\frac{P_{\text{б}}}{P} x_{\text{б}} + \frac{P_{\text{т}}}{P} x_{\text{т}} = \frac{2033}{1200} 0,388 + \frac{880}{1200} 0,612 = 1,106.$$

Теперь значение суммы оказалось больше 1.

2.6. Используем метод линейной интерполяции и находим значение температуры, при которой смесь начнёт кипеть. Сделать это можно тремя способами.

Первый способ. Можно построить график на миллиметровой бумаге и по этому графику найти искомую температуру. На рис. 14.3 показано, как это делается. Потратив значительное время, можно установить, что температура начала кипения смеси равна примерно 112 °С.

Второй способ. Воспользуемся подобием треугольников ABC и BDF и запишем соотношение:

$$\frac{AC}{BC} = \frac{DF}{BF}.$$

Из этой пропорции следует, что

$$BF = \frac{BC \times DF}{AC} = \frac{(116 - 106) \times (1 - 0,848)}{1,106 - 0,848} = 5,9.$$

Тогда искомая температура начала кипения смеси составит

$$106 + 5,9 = 111,9 \approx 112^{\circ} \text{C}.$$

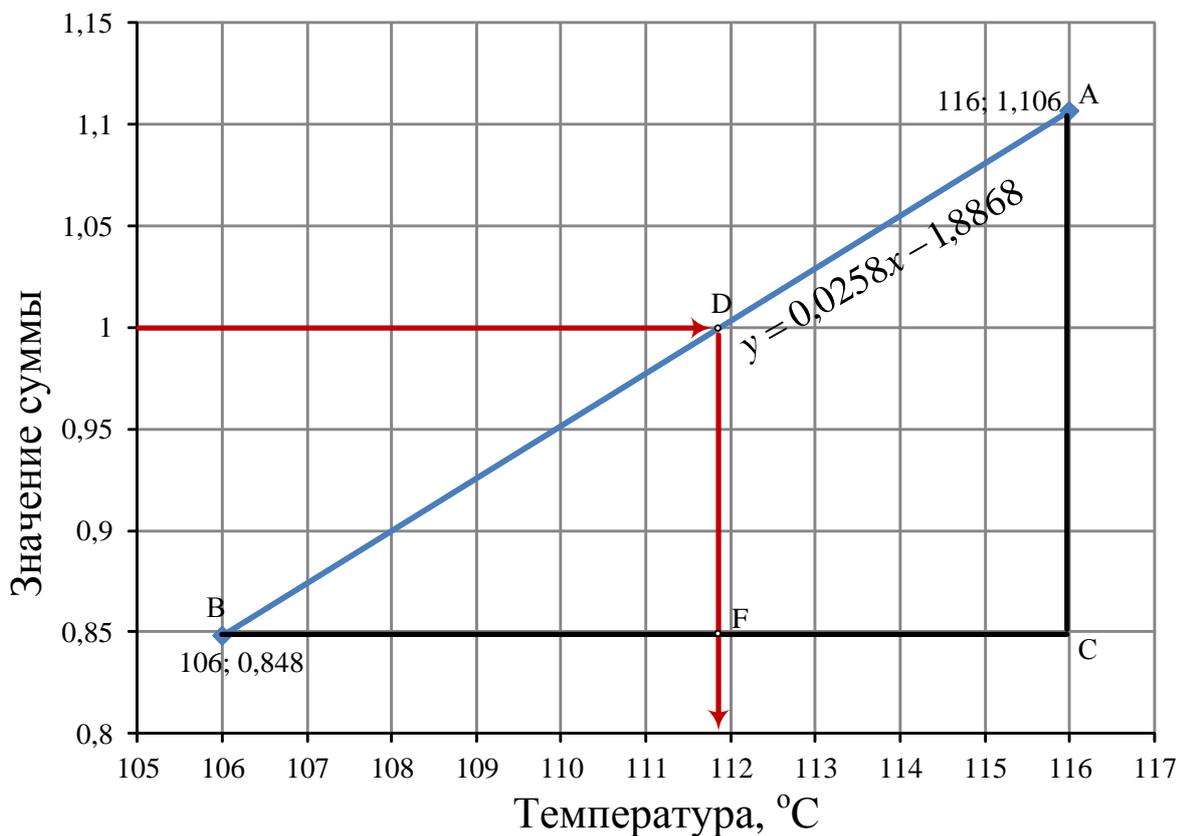


Рис. 14.3. Определение температуры начала кипения бинарной смеси методом линейной интерполяции

Третий способ. Если ввести полученные точки «температура – сумма» в программу Excel, вызвать опцию Конструктор и выбрать Диаграмма → Макет 9, то на поле диаграммы появится уравнение прямой АВ (см. рис. 14.3). Для нашего случая оно будет иметь вид:

$$y = 0,0258x - 1,8868.$$

Подставив в него значение  $y = 1$ , получаем  $x \approx 112$ . Это и будет значение температуры, при котором сумма уравнения (6.1) равна 1.

Таким образом, в результате получаем  $t_{2н} = 112^\circ \text{C}$ .

Как видим, все три способа дали одинаковые результаты, но затраты времени на них были разными. Выберите тот способ, который вам нравится.

3. Определим температуру парожидкостной смеси на выходе из кипятильника при условии, что в пар перешла не вся жидкость, а только 60 %, т. е.  $e = 0,6$ .

Так как величина доли отгона  $e$  больше 0,5, для расчёта искомой температуры воспользуемся уравнением (14.5). Принцип расчёта уже понятен. Задаёмся первым значением предполагаемой температуры 112 °С. Находим по уравнению Антуана (6.3) давления паров бензола и толуола при этой температуре и вычисляем значение суммы уравнения (14.5). Результат заносим в табл. 14.2. Принимаем второе значение температуры 118 °С, повторяем расчёт, результат снова заносим в табл. 14.2.

Таблица 14.2

**Результаты расчёта по уравнению (14.5)**

Параметр	112 °С	118 °С
Давление пара бензола, мм рт. ст.	1841	2135
Давление пара толуола, мм рт. ст.	787	929
Значение суммы уравнения (14.5)	1,065	0,972

Применим метод линейной интерполяции и найдём значение искомой температуры (рис. 14.4). Получим  $t_{2к} \approx 116^\circ\text{C}$ .

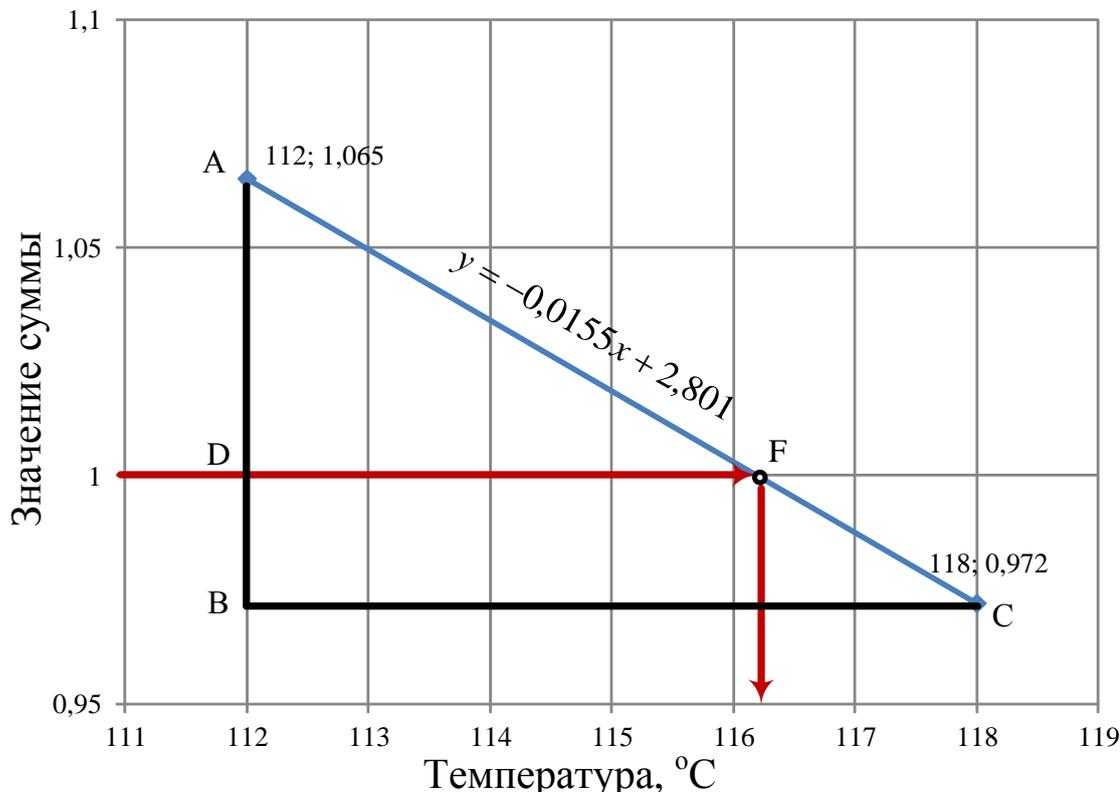


Рис. 14.4. Определение температуры парожидкостной смеси методом линейной интерполяции

Также можно применить третий способ, упомянутый в пункте 2.6. Интерполяционное уравнение прямой АС имеет вид:

$$y = -0,0155x + 2,801.$$

Подставив в него значение  $y = 1$ , получаем  $x = 116,2$ . Результаты совпали.

Итак, в результате выполненных расчётов установлено, что в кипятильник заходит жидкость при температуре  $t_{2н} = 112^\circ\text{C}$ , а выходит парожидкостная смесь при температуре  $t_{2к} = 116^\circ\text{C}$ .

4. Материальный баланс кипятильника. Его цель – установить составы жидкости и пара, покидающих аппарат, и расходы потоков жидкости и пара.

Состав выходящей из кипятильника жидкости в молярных долях вычислим по уравнению (14.6). Для этого нам потребуется давление пара бензола при  $116^\circ\text{C}$ . Найдём его, как и ранее, по уравнению Антуана. Получим  $P_6 = 2033$  мм рт. ст. Тогда концентрация бензола в составе выходящей жидкости запишется в виде:

$$x_{6, \text{ВЫХ}} = \frac{P}{P + e(P_6 - P)} x_6 = \frac{1200}{1200 + 0,6 \cdot (2033 - 1200)} \cdot 0,388 = 0,274.$$

Концентрацию бензола в выходящем паре найдём по уравнению (14.7):

$$y_{6, \text{ВЫХ}} = \frac{P_6}{P} x_{6, \text{ВЫХ}} = \frac{2033}{1200} \cdot 0,274 = 0,464.$$

Для дальнейших расчётов нам потребуются массовые концентрации. Поэтому сделаем пересчёт из молярных долей в массовые доли:

$$\bar{x}_{6, \text{ВЫХ}} = \frac{x_{6, \text{ВЫХ}} M_6}{x_w M_6 + (1 - x_w) M_T} = \frac{0,274 \cdot 78}{0,274 \cdot 78 + (1 - 0,274) \cdot 92} = 0,242.$$

$$\begin{aligned} \bar{y}_{6, \text{ВЫХ}} &= \frac{y_{6, \text{ВЫХ}} M_6}{y_{6, \text{ВЫХ}} M_6 + (1 - y_{6, \text{ВЫХ}}) M_T} = \\ &= \frac{0,464 \cdot 78}{0,464 \cdot 78 + (1 - 0,464) \cdot 92} = 0,423. \end{aligned}$$

Усредним состав кипящей в аппарате жидкости. Средняя массовая доля бензола:

$$\bar{x}_{\text{б,ср}} = \frac{\bar{x}_{\text{б}} + \bar{x}_{\text{б,ВЫХ}}}{2} = \frac{0,35 + 0,242}{2} = 0,296 \approx 0,3.$$

Следовательно, средняя массовая доля толуола в составе кипящей жидкости:

$$\bar{x}_{\text{т,ср}} = 1,0 - 0,3 \approx 0,7.$$

Средний молярный состав кипящей жидкости:

$$x_{\text{б,ср}} = \frac{x_{\text{б}} + x_{\text{б,ВЫХ}}}{2} = \frac{0,388 + 0,274}{2} = 0,331.$$

Следовательно, средняя молярная доля толуола в составе кипящей жидкости:

$$x_{\text{т,ср}} = 1,000 - 0,331 = 0,669.$$

Эти значения нам потребуются для нахождения свойств кипящей жидкости.

Для дальнейших расчётов нам потребуются молярные массы входящей в кипятильник жидкости  $M_{x,\text{ВХ}}$  и выходящего из него пара  $M_{y,\text{ВЫХ}}$ . Найдём их.

$$M_{x,\text{ВХ}} = x_{\text{б}}M_{\text{б}} + x_{\text{т}}M_{\text{т}} = 0,388 \cdot 78 + 0,612 \cdot 92 = 87 \frac{\text{КГ}}{\text{КМОЛЬ}}.$$

$$M_{y,\text{ВЫХ}} = y_{\text{б,ВЫХ}}M_{\text{б}} + y_{\text{т,ВЫХ}}M_{\text{т}} = 0,464 \cdot 78 + 0,536 \cdot 92 = 86 \frac{\text{КГ}}{\text{КМОЛЬ}}.$$

Теперь вычислим расход пара, выходящего из кипятильника. В задании указана молярная доля отгона  $e = 0,6$ . Используя найденные молярные массы входящего сырья и выходящего из кипятильника пара, находим расход пара  $G_{2,\text{П}}$ :

$$G_{2,\text{П}} = G_2 e \frac{M_{y,\text{ВЫХ}}}{M_{x,\text{ВХ}}} = 40000 \cdot 0,6 \cdot \frac{86}{87} = 23724 \frac{\text{КГ}}{\text{час}} = 6,59 \frac{\text{КГ}}{\text{с}}.$$

Оставшаяся часть сырья выходит в виде жидкой фазы  $G_{2,ж}$ :

$$G_{2,ж} = G_2 - G_{2,п} = 40000 - 23724 = 16276 \frac{\text{кг}}{\text{час}} = 4,52 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

5. Формирование банка теплофизических свойств холодного потока. Средняя температура кипящей жидкости:

$$t_{2\text{ср}} = \frac{t_{2\text{н}} + t_{2\text{к}}}{2} = \frac{112 + 116}{2} = 114^\circ \text{C}.$$

Свойства индивидуальных компонентов холодного потока (бензол и толуол) найдём по приложениям 2–6 и 17 при температурах 100 °С и 120 °С, а пересчёт на 114 °С сделаем методом линейной интерполяции (мы его уже использовали для расчёта температур начала и конца кипения) (табл. 14.3). Для расчёта свойств смеси используем формулы (8.1)–(8.5) (глава 8).

Таблица 14.3

**Теплофизические свойства бензола и толуола и их смеси при 114 °С**

Свойство	Бензол	Толуол	Смесь
Плотность, $\rho_2$ , кг/м <sup>3</sup>	776	773	<b>774</b>
Вязкость, $\mu_2$ , Па×с	0,000232	0,000243	<b>0,000239</b>
Теплоёмкость, $c_2$ , Дж/(кг×К)	2161	2105	<b>2122</b>
Теплопроводность, $\lambda_2$ , Вт/(м×К)	0,122	0,115	<b>0,117</b>
Поверхностное натяжение, $\sigma_2$ , Н/м	0,0171	0,0179	<b>0,0176</b>
Теплота испарения, $r_2$ , Дж/кг	367800	359900	<b>362300</b>

6. Для расчёта тепловой нагрузки на кипятильник надо понимать, на что в нём тратится тепловая энергия. Вошедшая в аппарат жидкость частично испарилась ( $G_{2,п} = 6,59$  кг/с), а оставшаяся часть ( $G_{2,ж} = 4,52$  кг/с) нагрелась от  $t_{2\text{н}} = 112^\circ \text{C}$  до  $t_{2\text{к}} = 116^\circ \text{C}$ . Следовательно, тепловая нагрузка на аппарат будет равна:

$$Q = G_{2,п} \cdot r_2 + G_{2,ж} \cdot c_2 \cdot (t_{2\text{к}} - t_{2\text{н}}) = 6,59 \cdot 363000 + 4,52 \cdot 2125 \cdot (116 - 112) = 2425920 \text{ Вт}.$$

7. Согласно заданию, в качестве теплоносителя предлагается использовать насыщенный водяной пар, давление которого нужно выбрать самостоятельно. В пункте 3 главы 10 мы уже сталкивались с проблемой выбора давления пара. Руководствуясь изложенными там соображениями, выбираем по приложению 9 насыщенный водяной пар с абсолютным давлением  $P_1 = 0,4905 \text{ МПа} = 5 \text{ ат}$ . Температура конденсации такого пара  $151 \text{ }^\circ\text{C}$ , а теплота конденсации  $r_1 = 2117 \text{ кДж/кг}$ .

Теоретический расход пара составит

$$G_{1,\text{теор}} = \frac{Q}{r_1} = \frac{2425920}{2117000} = 1,15 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Фактический расход пара с учётом влажности 5 % и потерь теплоты в окружающую среду 3 %:

$$G_1 = 1,15 \cdot 1,08 = 1,24 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

8. Расчёт средней разности температур. Насыщенный водяной пар должен подаваться в межтрубное пространство кипятильника в верхний штуцер, а его конденсат будет выводиться через нижний штуцер. Жидкость должна поступать в трубное пространство аппарата через нижний штуцер, а парожидкостная смесь будет выводиться сверху. Поэтому в аппарате будет организован чистый противоток. Схему процесса и расчёт средней разности температур при противотоке иллюстрирует рис. 14.5.

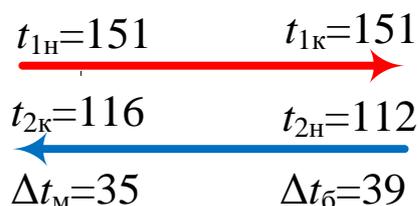


Рис. 14.5. Иллюстрация расчёта средней разности температур при противоточном движении потоков

Среднюю разность температур вычислим по формуле (5.1):

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{М}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{М}}}} = \frac{39 - 35}{\ln \frac{39}{35}} = 37^\circ \text{C}.$$

9. Согласно экспериментальным данным (приложение 10), в кипя- тильниках коэффициент теплопередачи может принимать значения  $K = 300 - 2500 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Принимаем ориентировочное значение коэффи- циента теплопередачи в будущем аппарате  $K_{\text{ор}} = 1200 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Тогда тре- буемая ориентировочная поверхность теплопередачи составит

$$F_{\text{ор}} = \frac{Q}{K_{\text{ор}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{2425920}{1200 \cdot 37} = 54,6 \text{ м}^2.$$

По приложению 16 принимаем к установке кипятильник со следу- ющими характеристиками (табл. 14.4).

Таблица 14.4

**Параметры выбранного теплообменника**

Параметр аппарата	Единица измерения	Величина
Поверхность теплопередачи, $F_{\text{T}}$	$\text{м}^2$	81
Диаметр кожуха внутренний, $D$	мм	600
Общее число труб, $n_{\text{об}}$	шт.	261
Высота труб, $L$	м	4
Диаметр труб трубного пучка, $d \times \delta$	мм	25×2

Эскиз выбранного кипятильника показан на рис. 14.6. Следует помнить, что вертикальные термосифонные кипятильники могут быть только одноходовыми.

Необходимо отметить, что ГОСТ на испарители (кипятелиники) предусматривает довольно мало типоразмеров аппаратов (приложение 16). Это может затруднить выбор аппарата. Поэтому в практике техно- логического проектирования принято использовать в качестве верти- кальных термосифонных кипятильников обычные теплообменники, но исключительно одноходовые. Кроме того, в них необходимо убрать поперечные перегородки в межтрубном пространстве и подобрать со- ответствующие штуцеры. Всё это указывается при заполнении опрос- ного листа завода-изготовителя.

Теперь начинается **поверочный расчёт** выбранного теплообмен- ника. Его цель – проверить, справится ли выбранный аппарат с

поставленной задачей. В предыдущих примерах мы сразу вычисляли значения коэффициентов теплопередачи, а от них – требуемую поверхность. Но в расчёте кипятильника есть своя особенность. Для расчёта коэффициента теплоотдачи от стенок трубного пучка к кипящей жидкости мы будем использовать метод последовательного приближения.

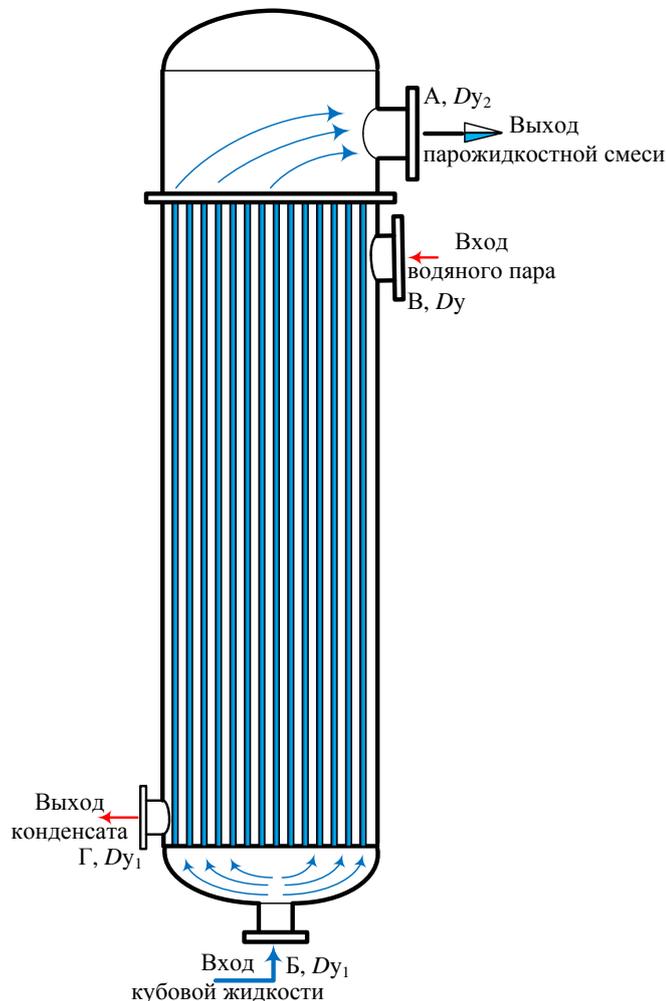


Рис. 14.6. Вертикальный термосифонный кипятильник

10. Расчёт коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося водяного пара к трубам. Такую задачу мы уже решали в главе 10 при расчёте парового подогревателя сырья. Так как наш кипятильник располагается вертикально, расчёт проводим по формуле (7.11).

Свойства водяного конденсата (воды) берём из приложения 8 при температуре 150 °С.

$$\alpha_1 = 3,78\lambda_1 \sqrt[3]{\frac{\rho_1^2 d_n n_{об}}{\mu_1 G_1}} = 3,78 \cdot 0,684 \cdot \sqrt[3]{\frac{917^2 \cdot 0,025 \cdot 261}{0,000185 \cdot 1,24}} = 7449 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

11. Теперь самый сложный пункт – расчёт коэффициента теплоотдачи от труб к кипящей жидкости  $\alpha_2$ . При пузырьковом кипении в трубах коэффициент теплоотдачи находится по уравнению [1, с. 165]:

$$\alpha_2 = B^3 \frac{\lambda_2^2 \rho_2}{\mu_2 \sigma_2 (273 + t_{2cp})} \cdot (t_{ст2} - t_{2cp})^2, \quad (14.8)$$

где коэффициент  $B$  вычисляется по эмпирической формуле:

$$B = 0,075 \left[ 1 + 10 \cdot \left( \frac{\rho_2}{\rho_{2,п}} - 1 \right)^{-0,6667} \right], \quad (14.9)$$

где  $\lambda_2$ ,  $\rho_2$ ,  $\sigma_2$ ,  $\mu_2$  – теплопроводность, плотность, поверхностное

натяжение и динамическая вязкость кипящей жидкости при её средней температуре в аппарате,  $\rho_{2,п}$  – плотность образующегося при кипении пара при рабочих условиях в аппарате. Все величины должны быть выражены в системе СИ.

Сложность расчёта в том, что температура стенки  $t_{ст2}$  в уравнении (14.8) неизвестна (рис. 14.7). Мы будем задаваться её значением и проверять правильность выбора.

11.1. Находим плотность пара  $\rho_{2,п}$  при рабочих условиях. Подоб-

ный расчёт мы уже делали при расчёте конденсатора (пункт 17 главы 13).

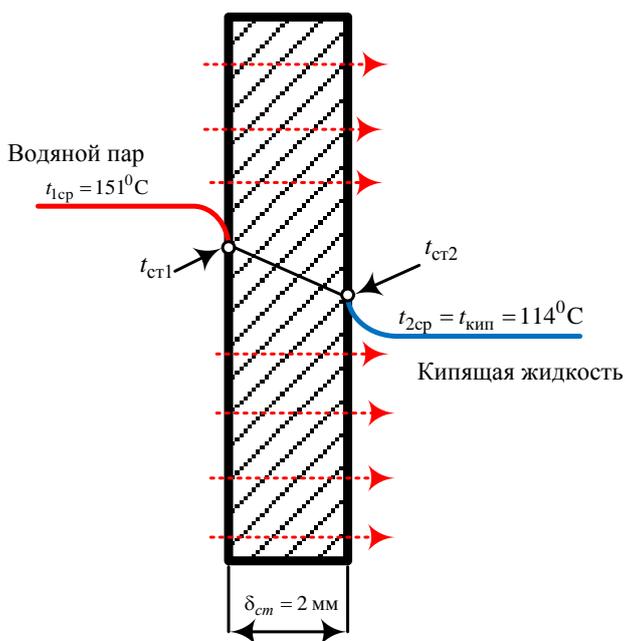


Рис. 14.7. Иллюстрация расчёта температуры стенки в кипятильнике

$$\rho_{2,п} = \frac{M_{у,вых}}{22,4} \frac{P}{P_0} \frac{T_0}{T_{2cp}} = \frac{86}{22,4} \cdot \frac{160}{101,3} \cdot \frac{273}{273+114} = 4,28 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

Тогда значение коэффициента  $B$  уравнения (14.9) составит

$$B = 0,075 \cdot \left[ 1 + 10 \cdot \left( \frac{774}{4,28} - 1 \right)^{-0,6667} \right] = 0,0985.$$

Теперь задаёмся первым значением температуры стенки  $t_{ст2} = 128^0 C$  и вычисляем по уравнению (14.8) коэффициент теплоотдачи к кипящей жидкости:

$$\alpha_2 = 0,0985^3 \cdot \left( \frac{0,117^2 \cdot 774}{0,000239 \cdot 0,0176 \cdot (273 + 114)} \right) \cdot (128 - 114)^2 = 1219 \frac{Вт}{м^2 К}.$$

11.2. Для расчёта коэффициента теплопередачи  $K$  по уравнению (7.12) принимаем тепловую проводимость загрязнений стенки трубы со стороны пара и кипящей жидкости  $5800 \frac{Вт}{м^2 К}$  (см. табл. 7.1). Тогда коэффициент теплопередачи будет рассчитываться по формуле

$$K_{pl} = \frac{1}{\frac{1}{7449} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{1219}} = 745 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

11.3. Зная площадь поверхности теплопередачи, рассчитаем температуры стенки со стороны кипящей жидкости  $t_{ст,2}^p$ :

$$t_{ст2}^p = t_{2cp} + \frac{K_{pl} \cdot \Delta t_{cp}}{\alpha_2} = 114 + \frac{745 \cdot 37}{1219} = 137^0 C.$$

Мы принимали температуру стенки  $t_{ст2} = 128^0 C$ , а получили  $137^0 C$ . Расчётная температура оказалась больше принятой. Значит, первое приближение было ошибочным, и величина ошибки составила:

$$\Delta_1 = t_{ст2} - t_{ст2}^p = 128 - 137 = -9^0 C.$$

11.4. Делаем второе приближение. Задаёмся температурой стенки  $t_{ст2} = 136^0 C$  и повторяем расчёт. Получаем:

$$\alpha_2 = 3011 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}; \quad K_{p2} = 1171 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}; \quad t_{cm2}^p = 128^0 C,$$

т. е. теперь расчётная температура оказалась меньше принятой. Расхождение составило:

$$\Delta_2 = t_{ст2} - t_{ст2}^p = 136 - 128 = +8^0 C.$$

11.5. Воспользуемся методом линейной интерполяции. Для этого строим график в координатах «температура – величина ошибки». Снова воспользуемся программой Excel (рис. 14.8).

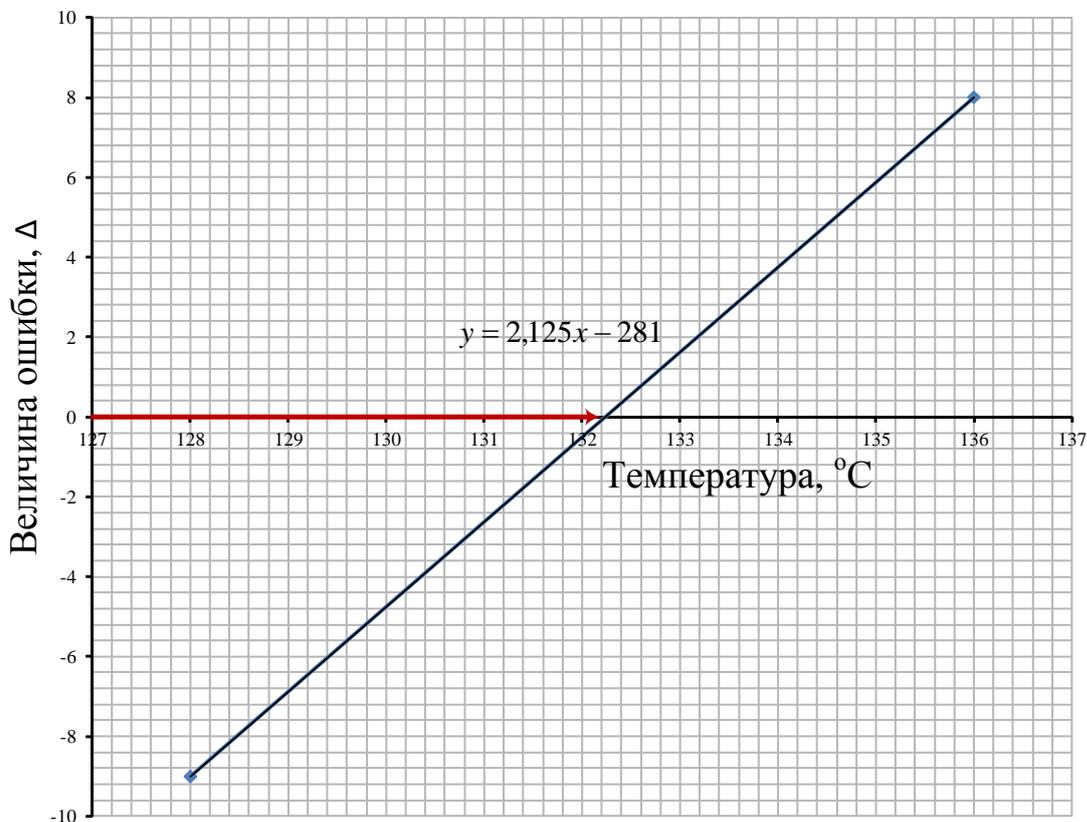


Рис. 14.8. Иллюстрация метода линейной интерполяции для вычисления температуры стенки со стороны кипящей жидкости

Искомую температуру можно найти как графически, так и по уравнению, которое появляется на поле диаграммы при использовании опции Вставка → Конструктор → Макет 9. Получаем значение искомой температуры  $t_{ст2} = 132^0 C$ .

12. При температуре стенки  $t_{ст2} = 132^0\text{C}$  получаем:

– коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2 = 2015 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ ;

– коэффициент теплопередачи  $K = 982 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ ;

– требуемая площадь поверхности теплопередачи  $F_p = 67 \text{ м}^2$ .

13. Запас площади поверхности теплопередачи:

$$\Delta = \frac{81 - 67}{67} \cdot 100 = 21\%,$$

что укладывается в нормы проектирования. Однако следует иметь в виду, что точность расчёта кипятильника составляет, увы,  $\pm 35\%$  [1, с. 165].

14. Плотность теплового потока в выбранном кипятильнике:

$$q = \frac{Q}{F_T} = \frac{2425920}{81} = 29950 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \approx 30 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2},$$

что на порядок меньше критических значений  $100 - 350 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$ . Так что рассчитывать критическую плотность теплового потока по уравнению (14.2) не требуется.

15. Расчёт диаметров штуцеров.

В практике технологических расчётов этот пункт, как правило, не выполняется, завод-изготовитель теплообменной аппаратуры руководствуется ГОСТ и сам устанавливает штуцеры необходимого диаметра. Мы делаем такой расчёт с чисто учебной целью.

У выбранного к установке аппарата четыре штуцера (см. рис. 14.6): штуцер А для вывода парожидкостной смеси из аппарата в колонну, штуцер Б для ввода кипящей жидкости, штуцер В для ввода водяного пара и штуцер Г для вывода конденсата из кипятильника.

Согласно рекомендованным значениям скоростей потоков (см. табл. 10.6), принимаем скорость пара в штуцере А, равную 25 м/с. Тогда диаметр штуцера А для выхода из трубного пространства кипятильника:

$$d_A = \sqrt{\frac{4V_{2,п}}{\pi w_{2,доп}}} = \sqrt{\frac{4G_{2,п}}{\pi w_{2,доп} \rho_{2,п}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,59}{3,14 \cdot 25 \cdot 4,28}} = 0,280 \text{ м} = 280 \text{ мм}.$$

По ГОСТ диаметр штуцера для выхода пара на испарители при диаметре кожуха 600 мм (приложение 14)  $d_A = Dy_2 = 300$  мм. Расчётный диаметр соответствует ГОСТ.

Расчёт диаметра штуцера Б. Задаёмся скоростью входа жидкости из куба колонны в кипятильник 1,5 м/с. Тогда диаметр штуцера Б для входа жидкости в трубное пространство кипятильника рассчитывается из выражения:

$$d_B = \sqrt{\frac{4G_2}{\pi w_{2,доп} \rho_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 40000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 1,5 \cdot 774}} = 0,11 \text{ м} = 110 \text{ мм}.$$

По ГОСТ (приложение 14) при диаметре кожуха 600 мм требуется диаметр штуцера 100 мм. Принимаем к установке штуцер диаметром 100 мм. Скорость жидкости в нём будет незначительно превышать 1,5 м/с.

Расчёт диаметра штуцера В для ввода насыщенного водяного пара. Согласно ГОСТ, диаметр этого штуцера должен быть равен 300 мм. Проверим это.

$$d_B = \sqrt{\frac{4G_1}{\pi w_{1,доп}^п \rho_{1п}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,24}{3,14 \cdot 25 \cdot 2,61}} = 0,156 \text{ м} = 156 \text{ мм},$$

где 2,61 – плотность насыщенного водяного пара, кг/м<sup>3</sup> (приложение 9), 25 – допустимая скорость пара в штуцере, м/с (см. табл. 10.6).

Таким образом, расчётный диаметр соответствует требованию ГОСТ.

Расчёт диаметра штуцера Г для вывода конденсата водяного пара из межтрубного пространства. Согласно ГОСТ, диаметр этого штуцера должен быть равен 100 мм. Проверим это.

$$d_{\Gamma} = \sqrt{\frac{4G_1}{\pi w_{1,\text{доп}} \rho_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,24}{3,14 \cdot 0,5 \cdot 917}} = 0,059 \text{ м} = 59 \text{ мм},$$

где 0,5 – допустимая скорость жидкости в самотёчном трубопроводе, м/с; 917 – плотность конденсата (воды) при температуре 150 °С, кг/м<sup>3</sup> (приложение 8).

Полученный результат свидетельствует о том, что расчётный диаметр соответствует требованию ГОСТ.

## 15. РАСЧЁТ ХОЛОДИЛЬНИКА

Если посмотреть на рис. 9.1, то окажется, что нам осталось научиться рассчитывать только холодильники дистиллята Т-3 и кубового остатка Т-5. В этих аппаратах горячий поток органической жидкости отдаёт теплоту холодному потоку – воде.

И дистиллят, и кубовый остаток перед их отправкой на склад необходимо охладить до возможно низкой температуры. Иначе при закачке горячих углеводородов в резервуар начнётся испарение. Это приведёт, с одной стороны, к потере ценных компонентов, а с другой – загрязнению воздушной среды. Жители, например, Новокуйбышевска часто жалуются на запахи. Так вот, одна из возможных причин этого – закачка в резервуары слишком горячего продукта (так называемое «большое дыхание»). Особенно сильно испаряются углеводороды в летнее время, когда температура оборотной воды слишком высока.

В главе 9 мы говорили об организации в заводском хозяйстве оборотного водоснабжения. Обратная (она же промышленная) вода зачастую, особенно в летние месяцы, имеет недостаточно низкую температуру, что снижает её эффективность как хладоагента. Кроме того, в системе оборотного водоснабжения неизбежны потери воды: загрязнение и слив её в канализацию, испарение из градирен. Для компенсации этих потерь (т. е. для подпитки системы оборотного водоснабжения) используют воду из естественных источников. В Самарском регионе таким источником является Волга. Свежая волжская вода имеет более низкую температуру по сравнению с оборотной. Поэтому эту воду стараются сначала использовать для охлаждения потоков, направляемых в резервуары товарного парка предприятия. Это позволяет снизить потери ценных продуктов в атмосферу из-за так называемого «большого дыхания» резервуаров. Холодильники, установленные в конце технологической линии перед товарным резервуаром, так и называют – «концевики».

*Исходные данные на проектирование. Рассчитать холодильник дистиллята ректификационной колонны. Состав дистиллята:*

бензол  $\bar{x}_6 = 90\%$  масс., толуол  $\bar{x}_7 = 10\%$  масс. Расход дистиллята 30000 кг/час. Начальная температура дистиллята на входе в холодильник равна температуре конца конденсации. Температура сырья на выходе из аппарата 45 °С. Давление в аппарате  $P = 0,11$  МПа. В качестве хладагента использовать промышленную (оборотную) воду с начальной температурой  $t_{2н} = 20$  °С. Конечную температуру принять и обосновать выбор.

## РАСЧЁТ

Этот пример мало отличается от примера, рассмотренного в главе 11: там нужно было подогреть сырьё ректификационной колонны горячей водой. Теперь нужно охладить верхний продукт ректификационной колонны, дистиллят, холодной водой. Т.е. при нагреве вода отдавала теплоту, теперь она будет её забирать.

Алгоритм расчёта этого примера будет следующим:

1. Пересчёт массовых концентраций в молярные  $\bar{x}_i \rightarrow x_i$ .
2. Определение температуры конца конденсации, т. е. той температуры, при которой смесь заданного состава при заданном давлении закончит конденсироваться,  $t_{1н} = t_{кк}$ . Такой расчёт мы уже делали при выполнении пункта 3 главы 13.
3. Вычисление средней разности температур между горячим и холодным потоками  $\Delta t_{ср}$ . Обычно этот пункт затруднений не вызывает.
4. Формирование банка теплофизических свойств веществ, участвующих в процессе, и вычисление критериев Прандтля для горячего и холодного потоков.
5. Определение тепловой нагрузки на проектируемый аппарат  $Q$ .
6. Расчёт требуемого расхода воды оборотной  $G_2$  (хладоагента).
7. Принятие ориентировочного значения коэффициента теплопередачи  $K_{ор}$ .
8. Вычисление ориентировочной площади поверхности теплопередачи  $F_{ор}$ .

9. Принятие решения о том, какой поток, горячий или холодный, направить в трубное пространство, а какой в межтрубное.
10. Вычисление необходимого числа трубок  $n$  трубного пучка, которое обеспечит развитое турбулентное движение потока в аппарате. Это необходимо сделать, так как только по величине поверхности теплопередачи  $F_{\text{оп}}$  выбрать аппарат будет затруднительно.
11. Выбор аппарата по ГОСТ.

Теперь после выбора аппарата начинается его поверочный расчёт. Необходимо убедиться в правильности сделанного выбора.

12. Определение скорости движения потока в трубах трубного пучка.
13. Вычисление значения критерия Рейнольдса и определение характера движения потока в трубах.
14. Нахождение значения критерия Нуссельта для трубного пространства и расчёт коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{\text{тр}}$ .
15. Определение скорости движения потока в межтрубном пространстве аппарата.
16. Вычисление значения критерия Рейнольдса и определение характера движения потока в межтрубном пространстве.
17. Нахождение значения критерия Нуссельта для межтрубного пространства и расчёт коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{\text{мтр}}$ .
18. Нахождение расчётного коэффициента теплопередачи без учёта загрязнений стенки и с учётом этих загрязнений. Напомним, что коэффициент теплопередачи появляется именно в момент «примерки» выбранного аппарата на заданный процесс.
19. Расчёт требуемой площади поверхности теплопередачи и определение запаса этой площади, который должен лежать в пределах  $10 \div 30$  %. Меньший запас не гарантирует, что выбранный аппарат на протяжении всего срока эксплуатации справится с заданным процессом, а больший запас приводит к неоправданным материальным затратам.
20. Расчёт диаметров штуцеров.

1, 2. Первые два пункта расчёта – нахождение молярного состава и температуры конца конденсации верхнего продукта ректификационной колонны – уже были сделаны в главе 13. Используем полученные ранее результаты:

- молярная доля бензола  $x_{\text{б}} = 0,914$ ;
- молярная доля толуола  $x_{\text{т}} = 0,086$ ;
- начальная температура горячего потока на входе в холодильник (температура конца конденсации)  $t_{1\text{н}} = 85^{\circ}\text{C}$ .

3. Расчёт средней разности температур (среднего температурного напора). Мы сейчас не знаем конструкцию аппарата, в котором будет идти процесс охлаждения дистиллята. Поэтому, как рекомендовалось в главе 5, рассчитаем средний температурный напор для прямотока и противотока и возьмём для дальнейших расчётов среднее из полученных значений.

Температура воды на входе в холодильник, согласно заданию, равна  $t_{2\text{н}} = 20^{\circ}\text{C}$ . Температуру воды на выходе из аппарата примем равной  $t_{2\text{к}} = 40^{\circ}\text{C}$ . Выше нагревать воду не рекомендуется – при температуре выше  $45^{\circ}\text{C}$  из неё начинают выпадать соли жёсткости.

Расчёт среднего температурного напора иллюстрирует рис. 15.1.



Рис. 15.1. Иллюстрация расчёта средней разности температур для прямотока и противотока

Для прямотока:

$$\Delta t_{\text{ср.прям}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{65 - 5}{\ln \frac{65}{5}} = 23^{\circ}\text{C}.$$

Для противотока:

$$\Delta t_{\text{ср,прот}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} = \frac{45 - 25}{\ln \frac{45}{25}} = 34^{\circ} \text{C}.$$

Средний температурный напор, который будет участвовать в дальнейших расчётах:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{ср,прям}} + \Delta t_{\text{ср,прот}}}{2} = \frac{23 + 34}{2} \approx 29^{\circ} \text{C}.$$

4. Для формирования банка теплофизических свойств горячего и холодного потоков необходимо знать их средние температуры. В нашем случае вода меняет температуру на  $20^{\circ} \text{C}$ , а дистиллят – на  $40^{\circ} \text{C}$ . Поэтому, согласно изложенному в главе 5, примем среднюю температуру воды:

$$t_{2,\text{ср}} = \frac{t_{2\text{н}} + t_{2\text{к}}}{2} = \frac{20 + 40}{2} = 30^{\circ} \text{C}.$$

Тогда средняя температура дистиллята, согласно уравнению (5.3), составит

$$t_{1,\text{ср}} = 29 + 30 = 59 \approx 60^{\circ} \text{C}.$$

Свойства чистых компонентов, бензола и толуола, берём из приложений 2–5 и сводим в табл. 15.1.

Таблица 15.1

**Теплофизические свойства бензола и толуола при  $60^{\circ} \text{C}$**

Свойство	Бензол	Толуол
Плотность, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	836	828
Вязкость, $\mu$ , Па×с	0,00039	0,00038
Теплоёмкость, $c$ , Дж/(кг×К)	1927	1890
Теплопроводность, $\lambda$ , Вт/(м×К)	0,136	0,128

Свойства смеси бензола и толуола определяем по уравнениям (8.1)–(8.4).

Плотность:

$$\frac{1}{\rho_2} = \frac{\bar{x}_6}{\rho_6} + \frac{\bar{x}_T}{\rho_T} = \frac{0,9}{836} + \frac{0,1}{828}.$$

Отсюда  $\rho_2 = 835 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ .

Вязкость:

$$\lg \mu_2 = x_6 \lg \mu_6 + x_T \lg \mu_T = 0,914 \cdot \lg 0,00039 + 0,086 \cdot \lg 0,00038 = -3,41.$$

Тогда  $\mu_2 = 0,00039 \text{ Па} \times \text{с}$ .

Теплоёмкость:

$$c_2 = \bar{x}_6 c_6 + \bar{x}_T c_T = 0,9 \cdot 1927 + 0,1 \cdot 1890 = 1923 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}.$$

Теплопроводность:

$$\lambda_2 = \bar{x}_6 \lambda_6 + \bar{x}_T \lambda_T = 0,9 \cdot 0,136 + 0,1 \cdot 0,128 = 0,135 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}};$$

$$\lambda_2 = x_6 \lambda_6 + x_T \lambda_T = 0,914 \cdot 0,136 + 0,086 \cdot 0,128 = 0,135 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

Формулы дали одинаковые значения. Но если бы получились разные значения, то нужно было бы выбрать наименьшее значение.

Свойства воды берём из приложения 8. Все полученные значения сводим в табл. 15.2.

Таблица 15.2

### Теплофизические свойства потоков

Свойство	Горячий поток (дистиллят)	Холодный поток (вода)
Средняя температура, °С	60	30
Плотность, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	835	996
Вязкость, $\mu$ , Па×с	0,00039	0,0008
Теплоёмкость, $c$ , Дж/(кг×К)	1923	4180
Теплопроводность, $\lambda$ , Вт/(м×К)	0,135	0,618

Критерий Прандтля, $Pr = \frac{c\mu}{\lambda}$	5,56	5,42
--	------	------

5. Тепловую нагрузку на аппарат вычислим по уравнению (4.1):

$$Q = G_1 c_1 (t_{1н} - t_{1к}) = \frac{30000}{3600} \cdot 1923 \cdot (85 - 45) = 641000 \text{ Вт.}$$

6. Для снятия такой тепловой нагрузки потребуется вода с расходом:

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 (t_{2к} - t_{2н})} = \frac{641000}{4180 \cdot (40 - 20)} = 7,7 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Объёмный расход воды составит

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{7,7}{996} 0,0077 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 27,7 \frac{\text{м}^3}{\text{час}}.$$

7. Ориентируясь на практические рекомендации (приложение 10), принимаем коэффициент теплопередачи от органической жидкости к воде  $400 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Тогда ориентировочное значение требуемой площади поверхности теплопередачи составит

$$F_{\text{ор}} = \frac{Q}{K_{\text{ор}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{641000}{400 \cdot 29} \approx 55 \text{ м}^2.$$

8. На очереди вопрос: какой поток направить в трубы, а какой в межтрубное пространство? В нашем случае сомнений быть не может. Так как вода вызывает коррозию металла, то направим её в трубы, которые изнутри довольно легко почистить. Охлаждаемый дистиллят направим в межтрубное пространство. При таком решении мы защитим кожух и наружную поверхность трубного пучка от коррозии.

9. Выбрать с первого раза эффективно работающий теплообменник только по величине ориентировочной площади поверхности теплопередачи довольно трудно. Надо бы иметь ещё один параметр. Им может быть число труб трубного пучка. Такой приём мы уже

использовали в пункте 9 главы 10. В химической технологии применяются теплообменники с трубами  $d \times \delta = 20 \times 2$  мм и  $d \times \delta = 25 \times 2$  мм.

Допустим, что к установке будет принят аппарат с трубами  $d \times \delta = 25 \times 2$  мм. Зададимся значением критерия Рейнольдса для трубного пространства, т. е. для воды,  $Re_2 = 20000$ . Это позволит вычислить число труб **на один ход**:

$$n = \frac{4G_2}{\pi d_{\text{вн}} \mu_2 \cdot Re_2} = \frac{4 \cdot 7,7}{3,14 \cdot 0,021 \cdot 0,0008 \cdot 20000} = 29 \text{ шт.}$$

10. По ГОСТ (приложение 11) принимаем к установке аппарат со следующими параметрами (табл. 15.3).

Таблица 15.3

**Параметры выбранного теплообменника**

Параметр аппарата	Единица измерения	Величина
Поверхность теплопередачи, $F_T$	м <sup>2</sup>	65
Диаметр кожуха внутренний, $D$	мм	600
Общее число труб, $n_{\text{об}}$	шт.	206
Длина труб, $L$	м	4
Площадь трубного пространства, $S_{\text{тр}}$	м <sup>2</sup>	0,018
Площадь межтрубного пространства (вырез перегородки), $S_{\text{в.п.}}$	м <sup>2</sup>	0,04
Число ходов, $z$	шт.	4

Выбранный нами аппарат выглядит так (рис. 15.2).

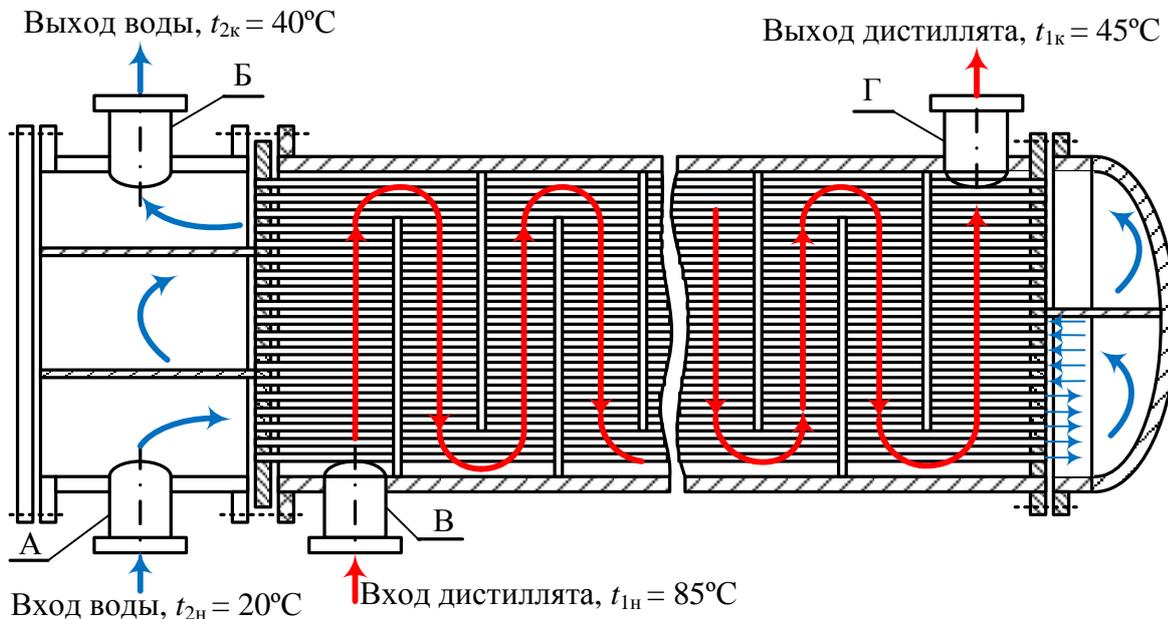


Рис. 15.2. Четырёхходовой кожухотрубчатый теплообменник с перегородками в межтрубном пространстве

Поверочный расчёт.

Теперь необходимо проверить, достаточно ли площадь поверхности теплопередачи выбранного аппарата для охлаждения дистиллята.

11. Расчёт начнём с трубного пространства. Скорость воды в трубах трубного пучка:

$$w_2 = \frac{V_2}{S_{\text{тр}}} = \frac{0,0077}{0,018} = 0,43 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

12. Режим движения воды в трубах:

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 d_{\text{вн}} \rho_2}{\mu_2} = \frac{0,43 \cdot 0,021 \cdot 996}{0,0008} = 11242.$$

Движение турбулентное.

13. Критерий Нуссельта для воды при турбулентном движении потока внутри труб находится по формуле (7.6):

$$\text{Nu}_2 = 0,021 \text{Re}_2^{0,8} \text{Pr}_2^{0,43} = 0,021 \cdot 11242^{0,8} \cdot 5,42^{0,43} = 75,6.$$

При расчёте мы не учли значение скобки  $\left(\frac{Pr_2}{Pr_{2,ст}}\right)^{0,25}$  уравнения

(7.6). Это оправдано: вода нагревается, а для потоков, которые нагреваются, значение упомянутой скобки можно считать равным 1.

Коэффициент теплоотдачи от поверхности труб к воде:

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_{вн}} = \frac{75,6 \cdot 0,618}{0,021} = 2225 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

14. Скорость движения дистиллята в межтрубном пространстве:

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 S_{в.п.}} = \frac{30000}{3600 \cdot 835 \cdot 0,04} = 0,25 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

15. Критерий Рейнольдса и режим движения дистиллята в межтрубном пространстве (определяющий размер – наружный диаметр трубы)

$$Re_1 = \frac{w_1 d_{н} \rho_1}{\mu_1} = \frac{0,25 \cdot 0,025 \cdot 835}{0,00039} = 13381.$$

16. Критерий Нуссельта для межтрубного пространства вычисляем по формуле (7.9):

$$Nu_1 = 0,24 Re_1^{0,6} Pr_1^{0,36} \left(\frac{Pr_1}{Pr_{1,ст}}\right)^{0,25} = 0,24 \cdot 13381^{0,6} \cdot 5,56^{0,36} \cdot 1 = 133,1.$$

В этой формуле мы не находили значение скобки  $\left(\frac{Pr_1}{Pr_{1,ст}}\right)^{0,25}$ , посчитав его равным 1. Для повышения точности расчётов необходимо в дальнейшем вычислить температуру наружной поверхности стенки трубы, найти для этой температуры свойства охлаждаемой среды, вычислить критерий Прандтля при этой температуре  $Pr_{1,ст}$  и найти

величину скобки. Времени на такой расчёт будет потрачено очень много, но полученную точность «съест» огромная неточность в принятии загрязнений со стороны воды.

Коэффициент теплоотдачи от дистиллята к трубам:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_H} = \frac{133,1 \cdot 0,135}{0,025} = 719 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

17. Для нового теплообменника, в котором ещё не появились загрязнения на теплопередающей поверхности, коэффициент теплопередачи вычисляем по формуле (7.1):

$$K_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{719} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{2225}} = 531 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

В этом уравнении толщина стенки трубы  $\delta_{ст} = 2 \text{ мм} = 0,002 \text{ м}$ ; коэффициент теплопроводности стенки из углеродистой стали  $\lambda_{ст} = 46,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ .

В главе 7 подробно рассматривался вопрос о том, что происходит с поверхностью теплопередачи в процессе эксплуатации аппарата. В табл. 7.1 приведены значения тепловой проводимости загрязнений, которые со временем появятся на трубах. Примем величину тепловой проводимости со стороны дистиллята (чистая органическая жидкость) равной  $5800 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ , а со стороны свежей, ещё не загрязнённой воды –  $2900 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ . Тогда расчётный коэффициент теплопередачи можно считать по формуле

$$K_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2} + r_{загр,1} + r_{загр,2}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{719} + \frac{0,002}{46,5} + \frac{1}{2225} + \frac{1}{5800} + \frac{1}{2900}} = 417 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Делаем вывод о существенном снижении (на 21 %) коэффициента теплопередачи в результате появления термических загрязнений теплопередающей поверхности.

18. Требуемая площадь поверхности теплопередачи:

$$F_p = \frac{Q}{K_p \Delta t_{ср}} = \frac{641000}{417 \cdot 29} = 53 \text{ м}^2.$$

Запас поверхности теплопередачи:

$$\Delta = \frac{F_T - F_p}{F_p} = \frac{65 - 53}{53} \cdot 100 = 22,6 \%,$$

что укладывается в нормы технологического проектирования ( $\Delta = 10 - 30 \%$ ).

19. Мы приняли к установке теплообменник с диаметром кожуха 600 мм и числом ходов по трубному пространству 4. Согласно приложению 13, такой аппарат должен иметь штуцеры диаметром 150 мм для трубного пространства и 200 мм для межтрубного. Проверим, соответствуют ли расчётные диаметры тем, которые предусматривает ГОСТ.

Штуцеры А и Б предназначены для ввода и вывода воды. Это напорные трубопроводы – давление воды в заводской сети не менее 0,6 МПа. Согласно данным табл. 10.6, допустимую скорость в них принимаем равной 1,5 м/с. Тогда расчётные значения диаметров штуцеров А и Б для трубного пространства равны:

$$d_A = d_B = \sqrt{\frac{4V_2}{\pi w_{2,доп}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0077}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,08 \text{ м} = 80 \text{ мм}.$$

Следовательно, принимаем к установке штуцеры А и Б в соответствии с ГОСТ диаметром 150 мм. Скорость воды в них не будет превышать допустимого значения.

Диаметры штуцеров В и Г для межтрубного пространства:

$$d_B = d_G = \sqrt{\frac{4G_1}{\pi \rho_1 w_{\text{доп}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 30000}{3600 \cdot 3,14 \cdot 835 \cdot 1,5}} = 0,092 \text{ м} = 92 \text{ мм.}$$

Принимаем к установке штуцеры межтрубного пространства В и Г в соответствии с ГОСТ диаметром 200 мм. Скорость потока в них не будет превышать допустимого значения.

## 16. ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ АППАРАТОВ И ТРУБОПРОВОДОВ И ЕЁ РАСЧЁТ

Все аппараты и трубопроводы нефтехимических производств обязательно покрываются тепловой изоляцией. При этом преследуются две цели:

1. Уменьшить потери теплоты или холода в окружающую среду. В этом случае определяющим параметром будет плотность теплового потока  $q$ , Вт/м<sup>2</sup>

$$q = \frac{Q}{F}. \quad (16.1)$$

$Q$  – тепловая мощность, Вт;  $F$  – площадь поверхности аппарата или трубопровода, через которую уходит теплота, м<sup>2</sup>.

2. Понизить температуру поверхности аппарата или трубопровода до безопасного для человека значения. Для аппаратов, работающих на открытом воздухе, температура поверхности не должна превышать 60 °С.

На рис. 16.1 и 16.2 показана тепловая изоляция аппаратов и трубопроводов.



Рис. 16.1. Тепловая изоляция колонн, теплообменников и трубопроводов газоперерабатывающего завода



*Рис. 16.2. Тепловая изоляция трубопровода*

На изоляцию затрачиваются большие средства. Но эти затраты быстро окупаются. Кроме того, разве можно экономить на здоровье и безопасности людей?

В качестве теплоизолирующего материала используются различные минеральные ваты из стеклянного волокна, которые часто называют просто стекловатой.

Методика расчёта толщины тепловой изоляции изложена в специальных документах, которыми должен руководствоваться проектировщик. Вот основные из них.

**Свод правил. СП 61.13330.2012.** Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов.

**Строительные нормы и правила Российской Федерации. СНиП 41-03-2003.** Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов.

Рассмотрим коротко теорию процесса прохождения теплоты из аппарата через его стенку и слой теплоизоляции в окружающую среду. Хотя стенка аппарата цилиндрическая, но её толщина намного меньше, чем другие линейные размеры. Поэтому такую стенку можно

считать плоской. Схема передачи теплоты через такую стенку показана на рис. 16.3. На этом рисунке  $t_{ст1}$  – температура на границе стальной стенки и теплоизоляции;  $t_{ст2}$  – температура наружной поверхности тепловой изоляции;  $t_{oc}$  – температура окружающей среды, принимается в зависимости от региона;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от тепловой изоляции в окружающую среду;  $\delta_{ст}$  – толщина стальной стенки;  $\delta_{из}$  – толщина изоляции;  $q_{пот}$  – тепловой поток, уходящий в окружающую среду.

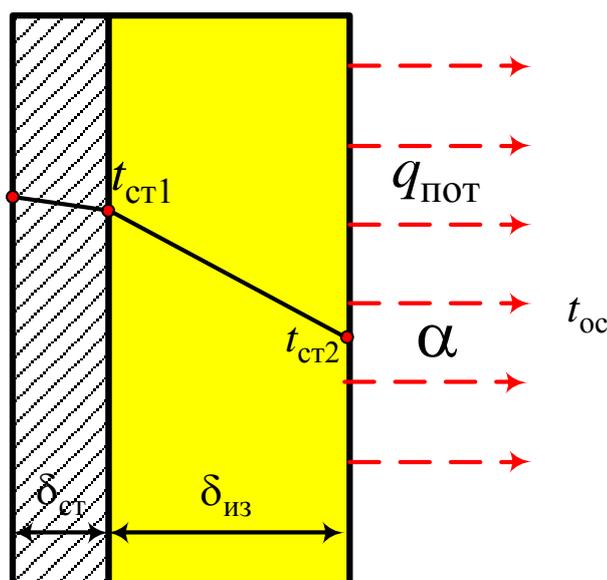


Рис. 16.3. Схема передачи теплоты через плоскую двухслойную стенку

Для описания процесса прохождения теплоты от стенки аппарата через изоляцию и далее в окружающую среду можно применить два уравнения:

теплопроводности плоской стенки (уравнение 16.2):

$$q_{\text{пот}} = \frac{t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}}{\frac{\delta_{\text{из}}}{\lambda_{\text{из}}}} \quad (16.2)$$

и уравнение закона охлаждения Ньютона (16.3):

$$q_{\text{пот}} = \alpha(t_{\text{ст2}} - t_{\text{oc}}) . \quad (16.3)$$

Отсюда следует, что для принятой толщины тепловой изоляции должно выполняться условие:

$$q_{\text{пот}} = \frac{t_{\text{ст1}} - t_{\text{ст2}}}{\frac{\delta_{\text{из}}}{\lambda_{\text{из}}}} = \alpha(t_{\text{ст2}} - t_{\text{ос}}). \quad (16.4)$$

В равенство (16.4) входит коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции в окружающую среду. Его значение рекомендовано определять по эмпирическому уравнению:

$$\alpha = 9,74 + 0,07 \cdot (t_{\text{ст2}} - t_{\text{ос}}). \quad (16.5)$$

В качестве теплоизолирующего материала для объектов с **положительными** температурами поверхности применяются материалы, имеющие плотность не более 400 кг/м<sup>3</sup> и коэффициентом теплопроводности не более 0,07 Вт/(м×К).

Если же необходимо изолировать поверхности, имеющие **отрицательные** температуры, то плотность теплоизолятора должна быть не более 200 кг/м<sup>3</sup>. Коэффициент теплопроводности тот же, что и для поверхностей с положительными температурами.

В общем случае теплоизоляция аппарата или трубопровода состоит из следующих элементов:

1. Собственно теплоизолирующий слой.
2. Армирующие и крепёжные детали.
3. Пароизоляционный слой, если изолируется объект с отрицательной температурой поверхности. Этот слой нужен для предотвращения конденсации влаги из воздуха.
4. Покровный слой, который защищает теплоизоляционный слой от механических повреждений и атмосферного воздействия.

Нахождение величины тепловой изоляции проводится методом последовательного приближения. Алгоритм расчёта следующий:

1. Определяемся с температурой внутри аппарата. Она нам нужна, чтобы найти температуру  $t_{\text{ст1}}$ , которая должна быть на 1–2 градуса

меньше. Как правило, температура внутри теплообменника, колонны или трубопровода известна.

2. В зависимости от значения температуры  $t_{ст1}$  **принимаем** величину тепловых потерь  $q_{пот}$ , руководствуясь табл. 16.1.

Таблица 16.1

**Значения величины тепловых потерь в зависимости от температуры стенки**

$t_{ст1}$	$q_{пот}$
до 100 °С	$q_{пот} \leq 116 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$
от 100 до 150 °С	$q_{пот} \leq 150 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$
от 150 до 200 °С	$q_{пот} \leq 174 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$

3. **Задаёмся** значением температуры  $t_{ст2}$ . Её рекомендуется брать для зимних условий, когда температура окружающей среды принимает самое низкое значение для данного региона. Если считать, что

$$t_{oc} = -20^0 \text{C},$$

то  $t_{ст2}$  принимается примерно  $-10^0 \text{C}$ .

4. Выбираем теплоизоляционный материал, выписываем его коэффициент теплопроводности.

5. Из уравнения (16.2) получаем расчётную формулу (16.6) для нахождения толщины тепловой изоляции. Вычисляем  $\delta_{ст}$ :

$$\delta_{из} = \lambda_{из} \frac{t_{ст1} - t_{ст2}}{q_{пот}}, \text{ м.} \quad (16.6)$$

6. Теперь определяем значение коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  от теплоизоляции в окружающую среду по уравнению (16.3).

7. По уравнению (16.3) находим плотность теплового потока  $q_{пот.расч}$ . Если расхождение полученной величины и принятой в пункте

2 не превышает 3–5 %, то расчёт заканчиваем. Если же отличие превышает этот диапазон, изменяем температуру  $t_{ст2}$ .

## ПРИМЕРЫ

**Пример 16.1.** Определить толщину тепловой изоляции подогревателя сырья ректификационной колонны. Средняя температура в межтрубном пространстве аппарата 110 °С.

Решение

1. Так как температура внутри аппарата равна 110 °С, принимаем значение температуры  $t_{ст1}$ , равное 108 °С.

2. В соответствии с табл. 16.1 принимаем величину тепловых потерь 150 Вт/м<sup>2</sup>.

3. Считаем, что минимальная температура окружающей среды – 20 °С. Принимаем температуру наружной поверхности тепловой изоляции, равную:

$$t_{ст2} = -6^{\circ}\text{C} .$$

4. В качестве теплоизолятора принимаем стекловату с коэффициентом теплопроводности 0,04 Вт/(м×К).

5. По уравнению (16.6) находим требуемую толщину стекловаты, которая должна обеспечить принятую величину тепловых потерь:

$$\delta_{из} = \lambda \frac{t_{ст1} - t_{ст2}}{q_{пот}} = 0,04 \frac{108 - (-6)}{150} = 0,03 \text{ м.}$$

6. По уравнению (16.5) находим коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности тепловой изоляции в окружающую среду:

$$\alpha = 9,74 + 0,07 \cdot (t_{ст2} - t_{oc}) = 9,74 + 0,07 \cdot [-6 - (-20)] = 10,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} .$$

7. По уравнению (16.3) находим фактическую величину тепловых потерь:

$$q_{\text{пот}} = \alpha(t_{\text{ст}2} - t_{\text{ос}}) = 10,7 \cdot [-6 - (-20)] = 149,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

8. Находим расхождение между принятой и полученной величинами тепловых потерь:

$$\% = \frac{150 - 149,8}{150} \cdot 100 = 0,13\%.$$

Это значение укладывается в рекомендованный диапазон 3–5 %.  
Расчёт закончен.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При приёме на работу в проектную организацию молодого специалиста часто просят хотя бы в общих чертах рассказать о порядке расчёта теплообменника. И далеко не всегда потенциальный работодатель остаётся доволен полученным ответом.

В пособии была сделана попытка дать информацию о процессах передачи теплоты, которые наиболее часто встречаются в химической технологии. Мы постарались ответить на наиболее важные вопросы, возникающие при изучении процессов передачи теплоты и, главное, при расчёте теплообменников различного назначения.

Значительное место в пособии отведено примерам расчёта типовых процессов теплопередачи: нагревания, охлаждения, кипения, конденсации. Это именно те процессы, которые являются объектом курсового проектирования по дисциплине «Процессы и аппараты».

Мы не ставили перед собой задачу охватить всё множество теоретических вопросов передачи теплоты. Во-первых, в рамках одного пособия это просто невозможно. Ещё «великий мыслитель» Козьма Прутков сказал: «Нельзя объять необъятное». Во-вторых, будущему специалисту-проектировщику не всегда нужно знать все тонкости теории теплопередачи. При желании найти ответы на возникшие

вопросы можно без особого труда – уж на что нельзя пожаловаться в XXI веке, так это на недостаток информации. Мир огромен, Интернет ещё больше. Yandex или Google всегда придут на помощь и найдут ответ на любой вопрос. Было бы желание.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков. – М., 2005. – 576 с. – ISBN 5-98535-006-1.
2. Касаткин, А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А.Г. Касаткин. – М.: ООО «Издательский дом Альянс», 2005. – 753 с. – ISBN 5-98353-005-3.
3. Дытнерский, Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии / Ю.И. Дытнерский. – 3-е изд. В 2-х кн.: Ч. 1. Теоретические основы процессов химической технологии. Гидромеханические и тепловые процессы и аппараты. – М.: Химия, 2002. – 400 с.
4. <http://filiprov.samgtu.ru/> – сайт доцента СамГТУ В.В. Филиппова.
5. Дытнерский, Ю.И. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию / Ю.И. Дытнерский, Г.С. Борисов, В.П. Брыков. – 5-е изд., стер. – М.: ООО «Издательский дом Альянс», 2010. – 496 с. – ISBN 917-5-903034-87-1.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### Приложение 1

#### Химическая формула, молярная масса и нормальная температура кипения

№ п/п	Химическое соединение и его формула	Молярн. масса, кг/кмоль	Темп. кипе- ния °С
1	Ацетон, C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> O	58,08	56
2	Бензол, C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	78,11	80,2
3	Бутиловый спирт, C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> O	74,12	117,7
4	Гексан, C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	86,18	68,7
5	Гептан, C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100,2	98,4
6	Дихлорэтан, C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> Cl <sub>2</sub>	98,97	83,7
7	Диэтиловый эфир, C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> O	74,12	34,5
8	м-Ксилол, C <sub>8</sub> H <sub>10</sub>	106,16	138,1
9	Метиловый спирт, CH <sub>3</sub> OH	32,04	64,7
10	Муравьиная кислота, CH <sub>2</sub> O <sub>2</sub>	46,03	100,6
11	Октан, C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	114,23	112,0
12	Пентан, C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,15	36,1
12	изо-Пентан, C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>		27,9
14	Пропиловый спирт, C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> O	60,09	97,4
15	изо-Пропиловый спирт, C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> O		82,4
16	Сероуглерод, CS <sub>2</sub>	76,13	46,3
17	Толуол, C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	92,13	110,8
18	Уксусная кислота, C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> O <sub>2</sub>	60,05	117,9
19	Хлорбензол, C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> Cl	112,56	131,7
20	Хлороформ, CHCl <sub>3</sub>	119,38	61,2
21	Четыреххлористый углерод, CCl <sub>4</sub>	153,84	76,7
22	Этилацетат, C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> O <sub>2</sub>	88,10	77,1
23	Этилбензол, C <sub>6</sub> H <sub>5</sub> C <sub>2</sub> H <sub>5</sub>	106,2	136
24	Этиловый спирт, C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	46,07	78,3

## Приложение 2

### Плотность жидкостей в зависимости от температуры, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

№ п/п	Жидкость	Температура, °С											
		20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	130	150
<b>ПРЕДЕЛЬНЫЕ УГЛЕВОДОРОДЫ</b>													
1	Гексан	660	650	641	631	622	612	602	592	581	559	548	526
2	Гептан	681	672	663	654	645	638	627	618	607	588	578	558
3	Октан	702	694	686	677	669	661	653	644	635	617	608	590
4	Пентан	639	628	619	608	599	586	578	566	555	530	518	494
<b>АРОМАТИЧЕСКИЕ УГЛЕВОДОРОДЫ И ИХ ПРОИЗВОДНЫЕ</b>													
5	Бензол	879	869	858	847	836	826	815	804	793	769	757	733
6	м-Ксилол	865	856	847	839	831	822	813	805	796	778	769	751
7	Толуол	866	856	847	838	828	818	808	798	788	766	755	733
8	Хлорбензол	1107	1096	1085	1075	1065	1053	1041	1031	1021	995	982	956
<b>СПИРТЫ И ОРГАНИЧЕСКИЕ КИСЛОТЫ</b>													
9	Бутиловый спирт	810	802	795	788	781	774	766	758	751	735	727	711
	Н. пропиловый спирт	804	796	788	779	770	761	752	743	733	711	701	
10	Изопропиловый спирт	785	777	768	760	752	744	735	726	718	700	682	665
11	Метиловый спирт	792	783	774	765	756	746	736	725	714	692	681	659
12	Муравьиная кислота	1220	1207	1195	1183	1171	1159	1141	1134	1121	1096	1084	1059
13	Уксусная кислота	1048	1037	1027	1016	1004	993	981	969	958	922	904	868
14	Этиловый спирт	789	780	772	763	754	744	735	726	716	693	681	658
<b>ЭФИРЫ, КЕТОНЫ, СЕРО- И ХЛОРСОДЕРЖАЩИЕ СОЕДИНЕНИЯ</b>													
15	Ацетон	791	780	768	757	746	732	719	706	693	665	651	623
16	Дихлорэтан	1254	1239	1224	1209	1194	1179	1163	1148	1133	1102	1087	1056
17	Диэтиловый эфир	714	701	689	678	666	653	640	626	611	576	559	524
18	Сероуглерод	1263	1248	1233	1216	1200	1182	1165	1145	1125	1082	1060	1017
19	Хлороформ	1489	1470	1450	1431	1411	1395	1380	1353	1326	1280	1257	1211
20	Четырёххлористый углерод	1594	1575	1556	1537	1517	1494	1471	1452	1434	1390	1368	1324
21	Этилацетат	901	889	876	864	851	838	825	811	797	768	753	724

Коэффициент динамической вязкости жидкостей в зависимости от температуры, МПа×С<sup>26</sup>

№ п/п	Жидкость	Температура, °С											
		20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	130	150
<b>Предельные углеводороды</b>													
1	Гексан	0,32	0,29	0,264	0,241	0,221	0,206	0,19	0,174	0,158	0,132	0,119	0,093
2	Гептан	0,45	0,41	0,37	0,32	0,29	0,27	0,24	0,22	0,21	0,18	0,17	0,14
3	Октан	0,54	0,479	0,428	0,386	0,35	0,321	0,291	0,268	0,245	0,208	0,19	0,172
4	Пентан	0,25	0,23	0,21	0,19	0,18	0,17	0,155	0,14	0,13	0,115	0,11	0,09
<b>Ароматические углеводороды и их производные</b>													
5	Бензол	0,65	0,56	0,492	0,436	0,39	0,353	0,316	0,289	0,261	0,219	0,198	0,156
6	м-Ксилол	0,61	0,56	0,50	0,46	0,43	0,39	0,35	0,33	0,29	0,25	0,23	0,20
7	Толуол	0,586	0,522	0,466	0,42	0,381	0,350	0,319	0,295	0,271	0,231	0,211	0,171
8	Хлорбензол	0,80	0,71	0,64	0,57	0,52	0,478	0,435	0,403	0,37	0,32	0,295	0,245
<b>Спирты и органические кислоты</b>													
9	Бутиловый спирт	2,95	2,28	1,78	1,41	1,14	0,95	0,76	0,65	0,54	0,38	0,30	0,14
10	Изопропиловый спирт	2,39	1,76	1,33	1,03	0,80	0,66	0,52	0,45	0,38	0,29	0,245	0,155
11	Метиловый спирт	0,584	0,51	0,45	0,396	0,351	0,321	0,29	0,265	0,24	0,21	0,195	0,165
12	Муравьиная кислота	1,78	1,46	1,22	1,03	0,89	0,785	0,68	0,61	0,54	0,40	0,33	0,19
13	Уксусная кислота	1,22	1,04	0,90	0,79	0,70	0,63	0,56	0,51	0,46	0,37	0,325	0,235
14	Этиловый спирт	1,19	1,00	0,825	0,701	0,591	0,513	0,435	0,381	0,326	0,248	0,209	0,131
<b>Эфиры, кетоны, серо- и хлорсодержащие соединения</b>													
15	Ацетон	0,322	0,293	0,268	0,246	0,230	0,215	0,20	0,185	0,17	0,15	0,14	0,12
16	Дихлорэтан	0,84	0,74	0,65	0,565	0,51	0,465	0,42	0,39	0,36	0,31	0,285	0,235
17	Диэтиловый эфир	0,243	0,22	0,199	0,182	0,166	0,153	0,14	0,129	0,118	0,10	0,091	0,073
18	Сероуглерод	0,366	0,319	0,29	0,27	0,25	0,23	0,21	0,20	0,19	0,17	0,16	0,14
19	Хлороформ	0,57	0,51	0,466	0,426	0,39	0,36	0,33	0,31	0,29	0,26	0,245	0,215
20	Четырёххлористый углерод	0,97	0,84	0,74	0,65	0,59	0,531	0,472	0,430	0,387	0,323	0,291	0,27
21	Этилацетат	0,449	0,40	0,36	0,326	0,297	0,273	0,248	0,229	0,21	0,178	0,162	0,13

<sup>26</sup> Для перевода в систему СИ необходимо табличное значение **разделить** на 1000!

## Приложение 4

Удельная теплоёмкость жидкостей в зависимости от температуры,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

№ п/п	Жидкость	Температура, °С											
		20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	130	150
<b>ПРЕДЕЛЬНЫЕ УГЛЕВОДОРОДЫ</b>													
1	Гексан	2009	2081	2153	2225	2296	2368	2440	2512	2583	2727	2799	2942
2	Гептан	1988	2058	2126	2195	2264	2332	2401	2470	2539	2676	2745	2882
3	Октан	1860	1925	1991	2056	2121	2186	2252	2317	2382	2513	2578	2708
4	Пентан	2043	2120	2196	2273	2349	2426	2503	2579	2656	2809	2885	3039
<b>АРОМАТИЧЕСКИЕ УГЛЕВОДОРОДЫ И ИХ ПРОИЗВОДНЫЕ</b>													
5	Бензол	1730	1779	1827	1877	1927	1979	2024	2076	2120	2179	2209	2269
6	м-Ксилол	1676	1718	1760	1802	1844	1886	1927	1969	2011	2082	2124	2263
7	Толуол	1705	1751	1796	1843	1890	1936	1982	2026	2070	2120	2145	2195
8	Хлорбензол	1320	1352	1383	1415	1446	1477	1508	1542	1575	1638	1670	1733
<b>СПИРТЫ И ОРГАНИЧЕСКИЕ КИСЛОТЫ</b>													
9	Бутиловый спирт	2325	2434	2543	2654	2765	2874	2983	3094	3205	3423	3532	3750
10	Изопропиловый спирт	2661	1810	2958	3107	3256	3403	3549	3696	3842	4136	4283	4577
11	Метиловый спирт	2568	2619	2669	2717	2765	2816	2866	2917	2967	3067	3117	3217
12	Муравьиная кислота	2053	2097	2141	2183	2225	2269	2313	1353	2401	2485	2527	2611
13	Уксусная кислота	1994	2049	2103	2156	2208	2263	2317	2372	2426	2535	2590	2699
14	Этиловый спирт	2485	2600	2715	2841	2967	3095	3222	3369	3515	3809	3956	4250
<b>ЭФИРЫ, КЕТОНЫ, СЕРО- И ХЛОРСОДЕРЖАЩИЕ СОЕДИНЕНИЯ</b>													
15	Ацетон	2179	2211	2242	2274	2305	2339	2372	2403	2434	2497	2529	2592
16	Дихлорэтан	1148	1194	1240	1284	1328	1374	1420	1467	1513	1601	1465	1733
17	Диэтиловый эфир	2267	2338	2409	2531	2652	2772	2891	3011	3130	3365	3483	3719
18	Сероуглерод	997	1006	1014	1021	1027	1033	1039	1048	1056	1068	1074	1086
19	Хлороформ	1022	1037	1052	1067	1081	1096	1110	1125	1140	1169	1184	1213
20	Четырёххлористый углерод	863	878	892	907	922	935	947	962	976	1006	1021	1051
21	Этилацетат	1919	1955	1990	2028	2066	2102	2137	2173	2208	2279	2315	2386

Коэффициент теплопроводности жидкостей в зависимости от температуры, Вт/(м · К)

№ п/п	Жидкость	Температура, °С											
		20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	130	150
<b>ПРЕДЕЛЬНЫЕ УГЛЕВОДОРОДЫ</b>													
1	Гексан	0,137	0,137	0,137	0,137	0,137	0,137	0,137	0,137	0,137	0,137	0,137	0,137
2	Гептан	0,126	0,123	0,120	0,117	0,114	0,111	0,108	0,105	0,102	0,098	0,093	0,087
3	Октан	0,152	0,151	0,150	0,149	0,148	0,147	0,146	0,146	0,145	0,144	0,143	0,141
4	Пентан	0,116	0,114	0,112	0,109	0,107	0,105	0,102	0,100	0,098	0,093	0,091	0,087
<b>АРОМАТИЧЕСКИЕ УГЛЕВОДОРОДЫ И ИХ ПРОИЗВОДНЫЕ</b>													
5	Бензол	0,147	0,144	0,141	0,138	0,136	0,133	0,130	0,128	0,126	0,121	0,118	0,113
6	м-Ксилол	0,133	0,130	0,128	0,128	0,124	0,122	0,120	0,118	0,116	0,113	0,111	0,108
7	Толуол	0,136	0,133	0,131	0,130	0,128	0,125	0,123	0,121	0,119	0,114	0,111	0,106
8	Хлорбензол	0,129	0,127	0,126	0,124	0,121	0,118	0,116	0,114	0,113	0,109	0,107	0,103
<b>СПИРТЫ И ОРГАНИЧЕСКИЕ КИСЛОТЫ</b>													
9	Бутиловый спирт	0,154	0,152	0,150	0,148	0,147	0,145	0,143	0,142	0,140	0,137	0,135	0,132
10	Изопропиловый спирт	0,151	0,150	0,148	0,146	0,144	0,142	0,141	0,139	0,137	0,134	0,132	0,129
11	Метиловый спирт	0,212	0,210	0,208	0,207	0,206	0,204	0,202	0,201	0,200	0,198	0,197	0,195
12	Муравьиная кислота	0,257	0,255	0,253	0,251	0,249	0,247	0,245	0,243	0,241	0,236	0,233	0,228
13	Уксусная кислота	0,173	0,170	0,167	0,165	0,164	0,162	0,160	0,158	0,156	0,151	0,148	0,143
14	Этиловый спирт	0,169	0,168	0,167	0,166	0,165	0,164	0,164	0,163	0,162	0,159	0,157	0,154
<b>ЭФИРЫ, КЕТОНЫ, СЕРО- И ХЛОРСОДЕРЖАЩИЕ СОЕДИНЕНИЯ</b>													
15	Ацетон	0,170	0,168	0,165	0,163	0,160	0,158	0,156	0,153	0,151	0,147	0,145	0,141
16	Дихлорэтан	0,135	0,133	0,130	0,127	0,124	0,122	0,120	0,117	0,114	0,109	0,106	0,101
17	Диэтиловый эфир	0,137	0,136	0,136	0,135	0,135	0,134	0,134	0,133	0,133	0,131	0,130	0,128
18	Сероуглерод	0,165	0,163	0,162	0,158	0,155	0,152	0,150	0,147	0,145	0,141	0,139	0,135
19	Хлороформ	0,132	0,127	0,122	0,117	0,113	0,107	0,102	0,097	0,092	0,083	0,079	0,074
20	Четырёххлористый углерод	0,117	0,114	0,110	0,107	0,104	0,101	0,097	0,094	0,090	0,083	0,080	0,073
21	Этилацетат	0,145	0,142	0,139	0,136	0,133	0,130	0,127	0,123	0,120	0,114	0,111	0,105

Приложение 6

Удельная теплота парообразования (конденсации) в зависимости от температуры,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

№ п/п	Жидкость	Температура, °С											
		20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	130	150
<b>ПРЕДЕЛЬНЫЕ УГЛЕВОДОРОДЫ</b>													
1	Гексан	370	363	356	349	342	334	326	318	309	290	280	258
2	Гептан	366	361	355	349	343	336	330	323	316	301	293	276
3	Октан	363	358	353	347	342	336	331	325	319	306	299	285
4	Пентан	371	363	355	346	337	327	317	306	295	270	257	224
<b>АРОМАТИЧЕСКИЕ УГЛЕВОДОРОДЫ И ИХ ПРОИЗВОДНЫЕ</b>													
5	Бензол	436	430	423	416	409	402	395	387	379	363	355	339
6	м-Ксилол	408	403	399	394	388	383	378	372	367	361	349	336
7	Толуол	408	403	398	393	389	384	379	374	369	356	349	336
8	Хлорбензол	370	366	362	358	354	350	347	342	338	330	326	318
<b>СПИРТЫ И ОРГАНИЧЕСКИЕ КИСЛОТЫ</b>													
9	Бутиловый спирт	687	678	670	662	654	645	633	621	612	587	575	550
10	Изопропиловый спирт	750	737	725	712	700	685	670	654	637	603	586	552
11	Метиловый спирт	1173	1159	1144	1127	1110	1085	1060	1041	1014	951	919	856
12	Муравьиная кислота	541	534	526	519	511	503	495	486	478	460	450	430
13	Уксусная кислота	459	452	447	441	435	428	422	415	408	394	386	370
14	Этиловый спирт	913	907	901	891	880	866	851	832	813	763	738	688
<b>ЭФИРЫ, КЕТОНЫ, СЕРО- И ХЛОРСОДЕРЖАЩИЕ СОЕДИНЕНИЯ</b>													
15	Ацетон	553	545	536	528	520	507	494	484	473	448	434	406
16	Дихлорэтан	359	354	349	343	338	332	326	320	314	301	294	279
17	Диэтиловый эфир	367	357	347	336	326	315	304	293	282	257	245	220
18	Сероуглерод	367	362	357	351	344	337	331	324	316	300	292	276
19	Хлороформ	263	259	256	252	248	244	240	236	231	223	219	211
20	Четырёххлористый углерод	214	211	208	204	202	198	194	190	186	177	181	172
21	Этилацетат	411	405	399	393	388	380	372	364	356	338	329	311

Значения коэффициентов уравнения Антуана для расчёта давления

пара жидкостей, р, мм рт. ст.  $\ln P = A - \frac{B}{C + 273 + t}$

№ п/п	Жидкость	А	В	С
<b>Предельные углеводороды</b>				
1	Гексан	15,8366	2697,55	-48,78
2	Гептан	15,8737	2911,32	-56,51
3	Октан	15,9426	3120,29	-63,63
4	Пентан	15,8333	2477,07	-39,94
5	изо-Пентан	15,6338	2348,67	-40,05
<b>Ароматические углеводороды и их производные</b>				
6	Бензол	15,9008	2788,51	-52,36
7	м-Ксилол	16,1330	3366,99	-58,04
8	Толуол	16,0137	3096,52	-53,67
9	Хлорбензол	16,0676	3295,12	-55,60
10	Этилбензол	16,0195	3279,47	-59,95
<b>Спирты и органические кислоты</b>				
11	Бутиловый спирт	17,2160	3137,02	-94,43
12	Метиловый спирт	18,5875	3626,55	-34,29
13	Муравьиная кислота	16,9882	3599,58	-26,09
14	Пропиловый спирт	17,5439	3166,38	-80,15
15	изо-пропиловый спирт	18,6929	3640,20	-53,54
16	Уксусная кислота	16,8080	3405,57	-56,34
17	Этиловый спирт	18,9119	3803,98	-41,68
<b>Эфиры, кетоны, серо- и хлорсодержащие соединения</b>				
18	Ацетон	16,6513	2940,46	-35,93
19	Дихлорэтан	16,1764	2927,17	-50,22
20	Диэтиловый эфир	16,0828	2511,29	-41,94
21	Сероуглерод	15,9844	2690,85	-31,62
22	Хлороформ	15,9732	2696,79	-46,16
23	Четырёххлористый углерод	15,8742	2808,19	-45,99
24	Этилацетат	16,1516	2790,50	-57,15

## Приложение 8

### Свойства воды в зависимости от температуры (на линии насыщения)

Температура, °С	Плотность, $\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Теплоёмкость, $c, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \times \text{К}}$	Вязкость, $\mu \times 10^3,$ Па × с	Теплопроводность, $\lambda \times 10^2, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \times \text{К}}$	Критерий Прандтля, Pr
10	1000	4,19	1,310	57,5	9.52
15	999	4,19	1,155	58,7	8.24
20	998	4,18	1,000	59,9	7.02
25	997	4,18	0,902	60,9	6.19
30	996	4,18	0,804	61,8	5.42
35	994	4,18	0,731	62,6	4.88
40	992	4,18	0,657	63,4	4.31
50	988	4,18	0,549	64,8	3.54
60	983	4,18	0,470	65,9	2.98
70	978	4,19	0,406	66,8	2.55
80	972	4,19	0,355	67,5	2.21
90	965	4,19	0,315	68,0	1.95
100	958	4,23	0,282	68,3	1.75
110	951	4,23	0,256	68,5	1.58
120	943	4,23	0,231	68,6	1.45
130	935	4,27	0,212	68,6	1.32
140	926	4,27	0,196	68,5	1.23
150	917	4,32	0,185	68,4	1.17

Свойства насыщенного водяного пара  
в зависимости от давления и температуры

Темпера- тура, °С	Давление абсолютное, МПа (ат)	Плотность, $\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Вязкость, $\mu \times 10^3,$ Па×с	Теплота конденсации, $r, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
<b>В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ДАВЛЕНИЯ</b>				
104,2	<b>0,1177 (1,2)</b>	0,687	0,0125	2249
108,7	<b>0,1373 (1,4)</b>	0,793	0,0127	2237
112,7	<b>0,1570 (1,6)</b>	0,898	0,0128	2227
116,3	<b>0,1766 (1,8)</b>	1,003	0,0130	2217
119,6	<b>0,1962 (2,0)</b>	1,107	0,0131	2208
132,9	<b>0,2943 (3,0)</b>	1,618	0,0136	2171
142,9	<b>0,3924 (4,0)</b>	2,120	0,0140	2141
151,1	<b>0,4905 (5,0)</b>	2,614	0,0143	2117
158,1	<b>0,5886 (6,0)</b>	3,104	0,0146	2095
164,2	<b>0,6867 (7,0)</b>	3,591	0,0149	2075
169,6	<b>0,7848 (8,0)</b>	4,075	0,0151	2057
174,5	<b>0,8829(9,0)</b>	4,536	0,0153	2040
179,0	<b>0,981 (10)</b>	5,037	0,0156	2024
183,2	<b>1,079 (11)</b>	5,516	0,0159	2009
187,1	<b>1,177 (12)</b>	5,996	0,0163	1995
<b>В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ТЕМПЕРАТУРЫ</b>				
<b>100</b>	0,1013	0,597	0,0123	2260
<b>105</b>	0,1209	0,704	0,0125	2248
<b>110</b>	0,1433	0,825	0,0127	2234
<b>115</b>	0,1691	0,964	0,0129	2221
<b>120</b>	0,1987	1,120	0,0131	2207
<b>125</b>	0,2322	1,296	0,0133	2194
<b>130</b>	0,2703	1,494	0,0135	2179
<b>135</b>	0,3131	1,715	0,0137	2165
<b>140</b>	0,3615	1,962	0,0139	2150
<b>145</b>	0,4158	2,238	0,0141	2125
<b>150</b>	0,4763	2,543	0,0143	2120
<b>160</b>	0,6183	3,252	0,0147	2089
<b>170</b>	0,7927	4,113	0,0151	2056

*Приложение 10*

Ориентировочные значения коэффициента теплопередачи  $K$ ,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$

<b>Вид передачи теплоты</b>	<b>Вынужденное движение</b>	<b>Свободное движение</b>
От газа к газу (при невысоких давлениях)	10–40	4–12
От жидкости к газу (газовые холодильники)	10–60	4–20
От конденсирующегося пара к газу (воздухоподогреватели)	10–60	4–12
От жидкости к жидкости (вода)	800–1700	140–340
От жидкости к жидкости (углеводороды)	120–270	30–60
От конденсирующегося пара к воде (конденсаторы, подогреватели)	800–3500	300–1200
От конденсирующегося пара к органическим жидкостям (подогреватели)	120–340	60–170
От конденсирующегося пара органических веществ к воде (конденсаторы)	300–800	230–460
От конденсирующегося пара к кипящей жидкости (испарители, кипяильники)	Не бывает	300–2500

Основные характеристики теплообменников ТН и ТК и холодильников ХН и ХК с трубами 25×2 мм

Диаметр кожуха внутр. $D_{\text{мм}}$	Общее число труб, $n$ , шт.	Длина труб $L$ , м						Проходное сечение, $\text{м}^2$		$n_p$	Масса, кг, не более
		1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	$S_m \cdot 10^2$	$S_{\text{в.п.}} \cdot 10^2$		
		Поверхность теплообмена, $F_m$ , $\text{м}^2$									
<b>Одноходовые</b>											
159*	13	1,5	2,0	3,0	–	–	–	0,5	0,4	5	192/211/255
273*	37	4,5	6,0	9,0	–	–	–	1,3	0,9	7	465/527/649
325*	62	7,5	10,0	14,5	19,5	–	–	2,1	1,3	9	485/540/680/820
400	111	–	17	26	35	52	–	3,8	2,0	11	780/1035/1290/1750
600	257	–	40	61	81	121	–	8,9	4,0	17	1350/1810/2410/3150
800	465	–	73	109	146	219	329	16,1	6,9	23	2280/3130/3720/5360
1000	747	–	–	179	235	352	528	25,6	10,6	29	4500/5600/7850/11200
1200	1083	–	–	–	340	510	765	37,5	16,4	35	8000/11250/16000
<b>Двухходовые</b>											
325*	56	6,5	9,0	13,0	17,5	–	–	1,0	1,3	8	485/550/690/820
400	100	–	16,0	24,0	31,0	47	–	1,7	2,0	10	820/1040/1260/1600
600	240	–	38	57	75	113	–	4,2	4,0	16	1480/1890/2290/3130
800	442	–	69	104	139	208	312	7,7	6,5	22	2520/3230/3950/5360/7480
1000	718	–	–	169	226	338	507	12,4	10,6	28	4850/6100/8166/11400
1200	1048	–	–	–	329	494	740	17,9	16,4	34	8700/11860/16550

\* наружный диаметр кожуха,  $n_p$  – число рядов труб по вертикали для горизонтальных аппаратов.

Диаметр кожуха внутр. $D$ , мм	Общее число труб, $n$ , шт.	Длина труб $L$ , м						Проходное сечение, $m^2$		$n_p$	Масса, кг, не более
		1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	$S_m \cdot 10^2$	$S_{в.п.} \cdot 10^2$		
		Поверхность теплообмена, $F_m$ , $m^2$									
<b>Четырёхходовые</b>											
600	206	–	32	49	65	97	–	1,8	4,0	14	1480/1890/2290/3130
800	404	–	63	95	127	190	285	3,0	6,5	20	2520/3230/3950/5360/7480
1000	666	–	–	157	209	314	471	5,5	10,6	26	4850/6100/8166/11400
1200	986	–	–	–	310	464	697	8,4	16,4	32	8700/11860/16550
<b>Шестиходовые</b>											
600	196	–	31	46	61	91	–	1,1	3,7	14	1480/1890/2290/3130
800	384	–	60	90	121	181	271	2,2	7,0	20	2520/3230/3950/5360/7480
1000	642	–	–	151	202	302	454	3,6	10,2	26	4850/6100/8166/11400
1200	958	–	–	–	301	451	677	5,2	14,2	32	8700/11860/16550

Основные характеристики теплообменников ТН и ТК и холодильников ХН и ХК с трубами 20×2 мм

Диаметр кожуха внутр. $D$ , мм	Общее число труб, $n$ , шт.	Длина труб $L$ , м						Проходное сечение, $m^2$		$n_p$	Масса, кг, не более
		1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	$S_m \cdot 10^2$	$S_{в.н.} \cdot 10^2$		
		Поверхность теплообмена, $F_m$ , $m^2$									
<b>Одноходовые</b>											
159*	19	2,0	3,5	–	–	–	–	0,4	0,3	5	196/217/263
273*	61	6,0	7,5	11,5	–	–	–	1,2	0,7	7	388/455/590
325*	100	9,5	12,5	19,0	25,0	–	–	2,0	1,1	9	495/575/735/895
400	181	–	23,0	34,0	46,0	68,0	–	3,6	1,7	11	860/1130/1430/1850
600	389	–	49	73	98	147	–	7,8	4,1	17	1570/1980/3450
800	717	–	90	135	180	270	405	14,4	6,9	23	2560/3520/4150/5800/8400
1000	1173	–	–	221	295	442	663	23,6	10,1	29	5000/6250/9030/12800
1200	1701	–	–	–	427	641	961	34,2	14,5	35	9000/12800/18400
<b>Двухходовые</b>											
325*	90	8,5	11	17	22,5	–	–	0,9	1,1	8	510/575/740/890
400	166	–	21	31,0	42	63	–	1,7	1,7	10	870/1090/1370/1890
600	370	–	47	70	93	139	–	3,7	4,1	16	1650/2100/3500/3380
800	690	–	87	130	173	260	390	6,9	6,9	22	2750/3550/4350/5950/8500
1000	1138	–	–	214	286	429	643	11,4	10,1	28	5450/6750/9250/12850
1200	1658	–	–	–	417	625	937	16,5	14,5	34	9750/13400/18900

\* наружный диаметр кожуха,  $n_p$  – число рядов труб по вертикали для горизонтальных аппаратов.

Диаметр кожуха внутр. $D$ , мм	Общее число труб, $n$ , шт.	Длина труб $L$ , м						Проходное сечение, $m^2$		$n_p$	Масса, кг, не более
		1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	$S_m \cdot 10^2$	$S_{в.п.} \cdot 10^2$		
		Поверхность теплообмена, $F_m$ , $m^2$									
<b>Четырёхходовые</b>											
600	334	–	42	63	84	126	–	1,6	4,1	14	1650/2100/3500/3380
800	638	–	80	120	160	240	361	3,0	6,9	20	2750/3550/4350/5950/8500
1000	1072	–	–	202	269	404	606	5,1	10,1	26	5450/6750/9250/12850
1200	1580	–	–	–	397	595	893	7,9	14,5	32	9750/13400/18900
<b>Шестиходовые</b>											
600	316	–	40	60	79	119	–	0,9	3,7	14	1650/2100/3500/3380
800	618	–	78	116	155	233	349	2,0	6,5	20	2750/3550/4350/5950/8500
1000	1044	–	–	197	262	393	590	3,4	9,6	26	5450/6750/9250/12850
1200	1544	–	–	–	388	582	873	4,9	13,1	32	9750/13400/18900

**Диаметры условного прохода штуцеров  
кожухотрубчатых теплообменников**

Диаметр кожуха <i>D</i> , мм	Диаметр условного прохода штуцеров (мм) для трубного пространства при числе ходов по трубам				Диаметр условного прохода штуцеров (мм) для межтрубного пространства
	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>4</b>	<b>6</b>	
159	80	–	–	–	80
273	100	–	–	–	100
325	150	100	–	–	100
400	150	150	–	–	150
600	200	200	150	100	200
800	250	250	200	150	250
1000	300	300	200	150	300
1200	350	350	250	200	350
1400	–	350	250	200	350

Диаметры условного прохода штуцеров  
кожухотрубчатых конденсаторов и испарителей

Конденсаторы

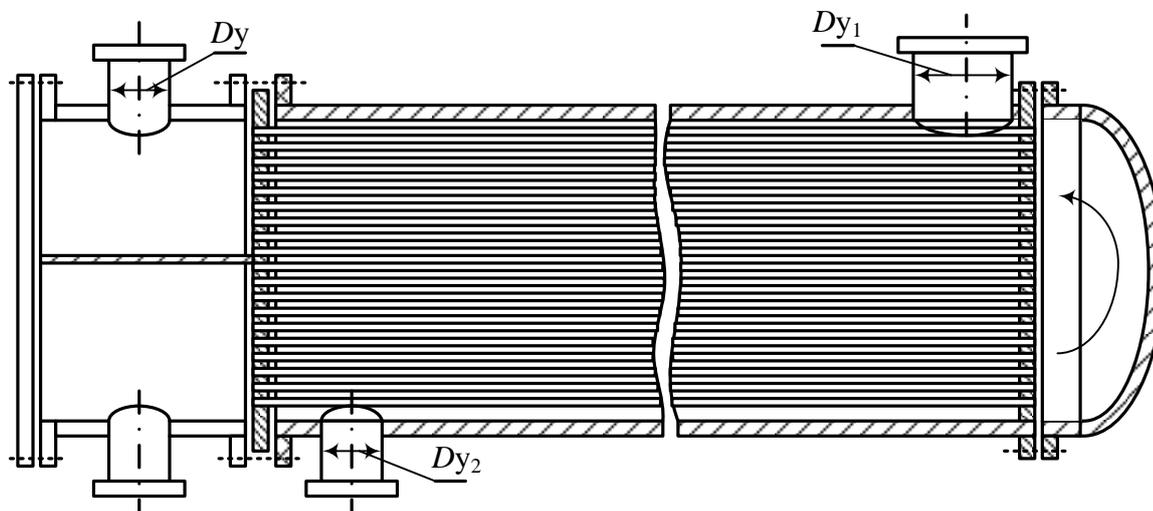


Рис. П14.1. Штуцеры конденсатора

Диаметр кожуха, мм	Диаметр условного прохода штуцеров для трубного пространства при числе ходов по трубам, $Dy$ , мм			Диаметр условного прохода штуцеров для межтрубного пространства, мм	
	2	4	6	$Dy_1$	$Dy_2$
600	200	150	100	300	100
800	250	200	150	400	150
1000	300	200	150	400	150
1200	350	250	200	500	200
1400	350	250	200	500	250

Кипятильники (испарители)

Диаметр кожуха, мм	Диаметр условного прохода штуцеров, мм		
	Штуцер входа водяного пара, $Dy$	Штуцер входа жидкости и выхода конденсата, $Dy_1$	Выход паров, $Dy_2$
600	300	100	300
800	400	150	400
1000	400	200	400
1200	500	250	500

1400	500	250	500
------	-----	-----	-----

**Приложение 15**

**Параметры кожухотрубчатых конденсаторов КН и КК с трубами 25×2 мм**

Диаметр кожуха внутренних, $D$ , мм	Общее число труб, $n$ , шт.	Поверхность теплообмена ( $m^2$ ) при длине труб, м			Масса аппарата, кг
		3 м	4 м	6 м	
<b>Двухходовые</b>					
600	240	57	75	113	1850/2250/3060
800	442	104	139	208	3450/4050/5600
1000	718	169	226	338	4850/5950/8100
1200	1048	–	329	494	9100/12000
1400	1504	–	–	708	16260
<b>Четырёхходовые</b>					
600	206	49	65	97	1850/2250/3060
800	404	95	127	190	3450/4050/5600
1000	666	157	209	314	4850/5950/8100
1200	986	–	–	673	9100/12000
1400	1430				16260
<b>Шестиходовые</b>					
600	196	46	61	91	1850/2250/3060
800	384	90	121	181	3450/4050/5600
1000	642	151	202	302	4850/5950/8100
1200	958	–	301	451	9100/12000
1400	1396	–	–	657	16260

**Параметры кожухотрубчатых кипятильников  
типа ИН и ИК с трубами 25×2 мм\***

Диаметр кожуха внутренний, <i>D</i> , мм	Общее число труб, <i>n</i> , шт.	Поверхность теплообмена (м <sup>2</sup> ) при длине труб, м		
		2 м	3 м	4 м
600	261	40	61	81
800	473	74	112	150
1000	783	121	182	244
1200	1125	175	260	348
1400	1549	245	368	490

\* Для давления в кожухе не более 4,0 МПа.

Поверхностное натяжение жидкостей в зависимости  
от температуры,  $\sigma \times 10^3$ , Н/м

№ п/п	Жидкость	Температура, °С											
		20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	130	150
<b>ПРЕДЕЛЬНЫЕ УГЛЕВОДОРОДЫ</b>													
1	Гексан	18,4	17,4	16,3	15,3	14,2	13,2	12,1	11,1	10,0	7,9	6,9	5,8
2	Гептан	20,1	19,1	18,1	17,1	16,1	15,1	14,0	13,0	12,0	9,9	8,9	7,4
3	Октан	21,8	20,8	19,8	18,8	17,9	16,9	15,9	14,9	13,9	11,9	10,9	8,9
4	Пентан	16,7	15,7	14,5	13,5	12,3	11,3	10,2	9,2	8,0	5,9	4,9	4,2
<b>АРОМАТИЧЕСКИЕ УГЛЕВОДОРОДЫ И ИХ ПРОИЗВОДНЫЕ</b>													
5	Бензол	29,0	27,7	26,3	25,0	23,7	22,5	21,3	20,0	18,8	16,4	15,2	13,0
6	м-Ксилол	28,0	27,9	26,7	25,6	24,7	23,5	22,5	21,2	20,4	18,2	17,2	15,5
7	Толуол	28,5	27,4	26,2	25,0	23,8	22,6	21,5	20,4	19,4	17,3	16,2	14,1
8	Хлорбензол	33,6	32,4	31,1	30,0	28,8	27,7	26,5	25,3	24,1	21,8	20,6	18,3
<b>СПИРТЫ И ОРГАНИЧЕСКИЕ КИСЛОТЫ</b>													
9	Бутиловый спирт	24,6	23,8	22,9	22,1	21,2	20,3	19,5	18,6	17,8	16,0	15,1	13,3
10	Изопропиловый спирт	21,7	20,9	20,1	19,3	18,5	17,8	17,0	16,2	15,5	14,0	13,2	11,6
11	Метиловый спирт	22,6	21,8	20,9	20,1	19,3	18,5	17,6	16,6	15,7	13,6	12,5	10,4
12	Муравьиная кислота	37,6	36,6	35,5	34,4	33,3	32,3	31,2	30,1	29,0	26,8	25,7	23,5
13	Уксусная кислота	27,8	26,8	25,8	24,8	23,8	22,8	21,8	20,8	19,8	18,0	17,1	15,3
14	Этиловый спирт	22,1	21,5	20,6	19,8	19,0	18,1	17,3	16,4	15,5	13,4	12,3	10,2
<b>ЭФИРЫ, КЕТОНЫ, СЕРО- И ХЛОРСОДЕРЖАЩИЕ СОЕДИНЕНИЯ</b>													
15	Ацетон	23,7	22,5	21,2	19,9	18,6	17,4	16,2	15,0	13,8	11,4	10,2	7,8
16	Дихлорэтан	32,2	30,9	29,5	28,1	26,7	25,4	24,0	22,7	21,3	18,6	17,2	14,5
17	Диэтиловый эфир	17,0	15,8	14,6	13,5	12,4	11,3	10,2	9,1	8,0	6,1	5,1	3,2
18	Сероуглерод	32,3	30,9	29,4	28,0	26,5	25,1	23,6	22,2	20,7	17,8	16,3	13,4
19	Хлороформ	33,6	32,5	31,1	30,0	28,8	27,7	26,5	25,3	24,1	21,8	20,6	18,3
20	Четырёххлористый углерод	26,9	25,7	24,5	23,3	22,0	20,8	19,6	18,5	17,3	15,1	14,0	11,8
21	Этилацетат	24,3	23,0	21,7	20,5	19,2	18,0	16,8	15,6	14,4	12,1	10,9	8,6

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	4
1. Общие сведения о тепловых процессах .....	9
2. Общие сведения о конструкциях теплообменных аппаратов .....	13
3. Основное уравнение теплопередачи.....	25
4. Тепловая нагрузка и её расчёт.....	28
5. Определение средней разности температур .....	37
6. Определение температур начала и конца кипения (конденсации).....	45
7. Определение коэффициента теплопередачи.....	51
8. Теплофизические свойства чистых веществ и их смесей .....	73
9. Место теплообменника в химической технологии .....	77
10. Расчёт парового подогревателя сырья.....	83
11. Расчёт подогревателя сырья горячей водой.....	104
12. Расчёт рекуперативного подогревателя сырья кубовым остатком .....	118
13. Расчёт конденсатора.....	141
14. Расчёт кипятильника .....	158
15. Расчёт холодильника .....	182
16. Тепловая изоляция аппаратов и трубопроводов и её расчёт.....	195
Заключение.....	201
Библиографический список.....	202
Приложения.....	203
Приложение 1 .....	203
Приложение 2 .....	204
Приложение 3 .....	205
Приложение 4 .....	206
Приложение 5 .....	207
Приложение 6 .....	208
Приложение 7 .....	209
Приложение 8 .....	210
Приложение 9 .....	211
Приложение 10.....	212
Приложение 11 .....	213
Приложение 12.....	215
Приложение 13 .....	217
Приложение 14.....	218
Приложение 15 .....	219
Приложение 16.....	220
Приложение 17.....	221

*Учебное издание*

*ФИЛИППОВ Вячеслав Васильевич*  
*ФИЛИППОВА Ольга Александровна*

**Теплообмен в химической технологии.  
Теория. Примеры расчёта. Основы проектирования**

Редактор *О.Н. Акоюн*  
Компьютерная верстка *И.О. Миняева*  
Выпускающий редактор *Ю.А. Петропольская*

Подписано в печать 22.02.23  
Формат 60×84 1/16. Бумага офсетная  
Усл. п. л. 12,67. Уч.-изд. л. 12,63  
Тираж 100 экз. Рег. № 168/22

---

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Самарский государственный технический университет»  
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244. Главный корпус

Отпечатано в типографии  
Самарского государственного технического университета  
443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244. Корпус № 8