

**Министерство образования и науки Российской Федерации  
Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет**

## **РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ**

**Методические указания  
к курсовому и дипломному проектированию**

*Составители Н. Ю. Каранузова, В. М. Фокин*



© Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Волгоградский государственный  
архитектурно-строительный университет», 2013

**Волгоград  
ВолгГАСУ  
2013**

УДК 621.184.64 (076.5)  
ББК 31.368я73  
Р248

- Р248 **Расчет** теплообменных аппаратов [Электронный ресурс] : методические указания к курсовому и дипломному проектированию / М-во образования и науки Рос. Федерации, Волгогр. гос. архит.-строит. ун-т ; сост. Н. Ю. Карапузова, В. М. Фокин. — Электронные текстовые и графические данные (2,11 Мбайт). — Волгоград : ВолгГАСУ, 2013. — Учебное электронное издание комбинированного распространения : 1 CD-диск. — Систем. требования: PC 486 DX-33; Microsoft Windows XP; 2-скоростной дисковод CD-ROM; Adobe Reader 6.0. — Официальный сайт Волгоградского государственного архитектурно-строительного университета. Режим доступа: <http://www.vgasu.ru/publishing/on-line/> — Загл. с титул. экрана.

Даны краткая теория по теплообменным аппаратам и основы их расчета. Рассмотрены примеры расчета теплообменников. Приведены необходимые справочные материалы, правила оформления расчетно-пояснительной записки и чертежей общего вида.

Для студентов специальности 140100.62 (бакалавр) «Теплоэнергетика и теплотехника» при изучении дисциплины «Тепломассообменное оборудование предприятий».

Для удобства работы с изданием рекомендуется пользоваться функцией Bookmarks (Закладки) в боковом меню программы Adobe Reader.

Имеется печатный аналог (Расчет теплообменных аппаратов : методические указания к курсовому и дипломному проектированию / М-во образования и науки Рос. Федерации, Волгогр. гос. архит.-строит. ун-т ; сост. Н. Ю. Карапузова, В. М. Фокин. — Волгоград : ВолгГАСУ, 2013. — 64, [3] с.).

**УДК 621.184.64 (076.5)**  
**ББК 31.368я73**

Нелегальное использование данного продукта запрещено

## ОГЛАВЛЕНИЕ

1. Структура и оформление курсового проекта.....	4
2. Общие принципы расчета теплообменных аппаратов.....	4
2.1. Конструктивный расчет теплообменных аппаратов.....	4
2.2. Поверочный расчет теплообменных аппаратов.....	14
3. Расчет водо-водяного теплообменника типа «труба в трубе».....	15
3.1. Задание на проектирование водо-водяного теплообменника типа «труба в трубе».....	15
3.2. Пример расчета водо-водяного теплообменника типа «труба в трубе»	15
4. Расчет кожухотрубчатого теплообменника.....	19
4.1. Устройство кожухотрубчатого теплообменника.....	19
4.2. Задание на проектирование.....	20
4.3. Тепловой расчет подогревателя.....	21
4.4. Гидравлический расчет кожухотрубчатого теплообменника.....	30
4.5. Механический расчет кожухотрубчатого теплообменника.....	33
5. Расчет пластинчатого теплообменника.....	33
5.1. Устройство пластинчатого теплообменника.....	33
5.2. Задание на проектирование.....	34
5.3. Тепловой расчет подогревателя.....	34
5.4. Компонировочный расчет и уточнение рабочей поверхности теплообменного аппарата.....	39
5.5. Гидромеханический расчет пластинчатого теплообменника.....	42
6. Расчет спирального теплообменника.....	43
6.1. Устройство спирального теплообменника.....	43
6.2. Задание на проектирование.....	44
6.3. Тепловой расчет охладителя.....	44
6.4. Конструктивный расчет.....	49
6.5. Гидромеханический расчет охладителя.....	49
Библиографический список.....	50
Приложение 1.....	51
Приложение 2.....	53

## 1. СТРУКТУРА И ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

В курсовом проекте проводится проектная разработка основной аппаратуры теплообменных аппаратов с выполнением технологического, теплового, конструкционного, гидравлического и прочностного расчетов. Перед проектированием теплообменного оборудования рекомендуется изучить в специальной литературе [1, 2, 3] технологическую схему работы аппаратов, основные конструктивные элементы и принцип действия, а также физико-химические и термодинамические свойства веществ и их смесей в зависимости от рабочих давлений и температур.

Курсовой проект состоит из пояснительной записки с необходимыми расчетами и компоновочных чертежей.

*Пояснительная записка* оформляется в соответствии со следующими требованиями:

- 1) пишется черными чернилами или пастой почерком, близким к чертежному, или выполняется на компьютере на листах писчей бумаги размером 297 × 210 мм (на одной стороне листа) и удовлетворяет ЕСКД ГОСТ 2.105—95;
- 2) буквенные обозначения, индексы и размерности каждого параметра должны соответствовать Международной системе единиц (СИ);
- 3) должны быть пронумерованы страницы, начиная с титульного (со штампом) листа, иллюстрации, таблицы;
- 4) должны быть ссылки на литературу и все расчетные таблицы и формулы;
- 5) должны быть задание на курсовой проект, описание тепловой установки (технологическая схема, конструкция и работа), обоснование выбора оборудования, расчетную часть, а также библиографический список.

В расчетной части пояснительной записки в табличной форме записываются:

- 1) параметры жидкостей, растворов и паров;
- 2) физические свойства теплоносителей;
- 3) расчет теплового потока в теплообменном аппарате.

После расчетных формул должен быть подробно описан расчет, а затем дан результат расчета.

*Графическая часть* выполняется на листе чертежной бумаги (формат А 1), в соответствии с действующими стандартами ЕСКД, и включает: компоновочный чертеж корпуса теплообменного аппарата, основные разрезы и узлы.

Листы графической части проекта должны иметь угловой штамп с указанием наименований проекта, изображений, помещенных на данном листе, и других основных надписей, соответствующих ГОСТ 2.104—2006 [4].

Задание на курсовое проектирование выбирается по прил. 1.

## 2. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

### 2.1. Конструктивный расчет теплообменных аппаратов

Конструкции теплообменных аппаратов весьма разнообразны, однако существует общая методика теплотехнических расчетов, которую можно применить для частных расчетов в зависимости от имеющихся исходных данных.

Существуют два вида теплового расчета: конструктивный (проектный) и поверочный.

Конструктивный расчет выполняется при проектировании теплообменного аппарата, когда заданы теплопроизводительность аппарата, теплоносители, их расходы и параметры. Целью такого расчета является определение поверхности теплообмена и конструктивных размеров выбранного типа аппарата. Конструктивный расчет состоит из теплового (теплотехнического), гидравлического и механического расчетов.

Цель теплового расчета определить требуемую поверхность теплообмена и подобрать стандартизованный аппарат. Расчет теплообменника состоит из двух этапов:

1) предварительный (ориентировочный) тепловой расчет, в рамках которого определяют ориентировочную поверхность теплообмена и предварительно принимают аппарат;

2) уточненный тепловой расчет проводится с целью уточнения поверхности теплообмена путем расчета параметров, характеризующих процесс теплообмена — коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи с учетом режимов движения потоков в предварительно выбранном аппарате.

Гидравлический расчет проводится с целью определения достаточности давления, создаваемого насосами (компрессорами) для преодоления сопротивлений, возникающих при движении потока через аппарат.

В механическом расчете аппарата обоснованно выбирают материалы для изготовления элементов конструкции и проводят все необходимые прочностные расчеты, подтверждающие возможность его безопасной и длительной эксплуатации при заданных параметрах работы (температура, давление) и с учетом свойств теплообмениваемых потоков.

Для выполнения конструктивного расчета необходимы следующие исходные данные:

- 1) тип теплообменного аппарата (кожухотрубчатый, пластинчатый, ребристый, оросительный, погружной или др.);
- 2) теплоносители (газ, пар или жидкость);
- 3) теплопроизводительность аппарата: расход одного из теплоносителей и его начальная и конечная температуры.

По ходу выполнения расчета определяют:

- 1) физические параметры и скорости движения теплоносителей;
- 2) расход другого теплоносителя из уравнения теплового баланса;
- 3) среднюю разность температур;
- 4) коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи;
- 5) поверхность теплообмена;
- 6) конструктивные размеры аппарата;
- 7) диаметр патрубка для входа и выхода теплоносителей.

### ***Определение физических параметров и скоростей движения теплоносителей***

Теплообмен между теплоносителями существенно изменяется в зависимости от физических свойств и параметров движущихся сред, а также от гидродинамических условий движения.

Физические параметры теплоносителей зависят от температуры и определяются по справочной литературе в зависимости от выбранной средней температуры среды.

Средняя температура среды  $t_{cp}$ , °С, приближенно определяется как среднее арифметическое начальной  $t_n$  и конечной  $t_k$  температур:

$$t_{cp} = 0,5(t_n + t_k).$$

Основными физическими параметрами рабочих сред являются плотность, вязкость, теплоемкость, теплопроводность, температура кипения, скрытая теплота испарения или конденсации и др.

При конструировании теплообменной аппаратуры обычно выбирают такие скорости теплоносителей, при которых коэффициенты теплоотдачи и гидравлические сопротивления были бы экономически выгодными.

Выбор оптимальной скорости имеет большое значение для качественной работы теплообменного аппарата, так как увеличение скоростей теплоносителей приводит к интенсификации теплообмена (возрастают коэффициенты теплопередачи) и уменьшению поверхности нагрева, т. е. аппарат становится компактнее, однако при этом значительно возрастают гидравлические сопротивления и, естественно, увеличивается расход электроэнергии на перекачку, а также появляется опасность гидравлического удара и вибрации труб. Поэтому часто бывает необходимо произвести технико-экономический расчет для выбора наивыгоднейших скоростей теплоносителей. Обычно минимальное значение скорости теплоносителя выбирается соответствующим началу турбулентного движения потока, т. е. числу Рейнольдса больше  $10^4$ .

Для наиболее часто применяемых диаметров труб (57, 38 и 25 мм) рекомендуются скорости жидкости 1,5...3 м/с; нижний предел скорости для большинства жидкостей составляет 0,06...0,3 м/с. Для маловязких жидкостей скорость, соответствующая  $Re = 10^4$ , не превышает 0,2...0,3 м/с. Для вязких жидкостей турбулентность потока достигается при значительно больших скоростях, поэтому при расчетах приходится допускать переходный или даже ламинарный режим.

Для газов при атмосферном давлении допускаются скорости до 25 м/с, для насыщенных паров при конденсации рекомендуются скорости до 10 м/с.

Рекомендуемые скорости движения теплоносителей в патрубках по данным [1] следующие:

для жидкостей 1,5...3 м/с;

для конденсата греющего пара 1...2 м/с;

для насыщенного пара 20...30 м/с;

для перегретого пара 25...60 м/с.

### ***Тепловые балансы теплообменных аппаратов***

Тепловой расчет начинается с определения тепловой нагрузки аппарата и расхода одного из теплоносителей. **Тепловая нагрузка** — количество теплоты, переданное от горячего теплоносителя к холодному.

В зависимости от заданного процесса уравнения тепловых балансов имеют различный вид.

*Для подогревателей.* Если нагрев одного из теплоносителей происходит за счет охлаждения другого теплоносителя, т. е. аппарат работает без изменения агрегатного (фазового) состояния теплоносителей, то уравнения теплового баланса имеют вид:

$$\begin{aligned} Q_{\text{прих}} &= G_1 c_1 (t'_1 - t''_1); \\ Q_{\text{расх}} &= G_2 c_2 (t''_2 - t'_2), \end{aligned}$$

где  $G_1$  и  $G_2$  — массовые расходы теплоносителей (воздуха, газов и т. п.), не изменяющих агрегатного состояния;  $c_1$  и  $c_2$  — теплоемкости теплоносителей;  $t'_1, t'_2, t''_1$  и  $t''_2$  — начальные и конечные температуры теплоносителей.

Уравнение теплового баланса с учетом потерь:

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{расх}} + Q_{\text{пот}},$$

где  $Q_{\text{пот}}$  — потери теплоты от стенок аппарата в окружающую среду.

Из практики известно, что тепловые потери составляют обычно 2...3 % количества подведенной теплоты. Их можно учесть коэффициентом  $\eta = 0,97...0,98$

$$G_1 c_1 (t'_1 - t''_1) \eta = G_2 c_2 (t''_2 - t'_2).$$

В этом случае расход греющего теплоносителя выразится как

$$G_1 = \frac{G_2 c_2 (t''_2 - t'_2)}{c_1 (t'_1 - t''_1) \eta}.$$

Для компактных конструкций величина тепловых потерь значительно меньше и не достигает 1 %. Тепловые потери изолированных теплообменников пропорциональны их наружной поверхности и ограничены предельно допустимой температурой.

Если нагрев одного из теплоносителей происходит за счет конденсации греющего водяного насыщенного пара, то

$$\begin{aligned} Q_{\text{прих}} &= D(i_1 - i_k); \\ Q_{\text{расх}} &= G_2 c_2 (t''_2 - t'_2), \end{aligned}$$

где  $D$  — количество греющего пара;  $i_1$  — энтальпия греющего пара (определяется из прил. 2, табл. 1);  $i_k$  — энтальпия конденсата,  $i_k = c_v i_k$ ;  $G_2$  — масса (или массовый расход) нагреваемого вещества;  $c_2$  — теплоемкость нагреваемого вещества;  $t''_2$  — конечная температура нагреваемого вещества;  $t'_2$  — начальная температура нагреваемого вещества. Расход греющего пара выразится из уравнения теплового баланса:

$$D = \frac{G_2 c_2 (t''_2 - t'_2)}{(i_1 - i_k) \eta}.$$

*Для испарителей.* Нагрев и охлаждение теплоносителей сопровождаются изменением их агрегатного состояния, например, насыщенный пар, нагревая воду до состояния кипения и последующего интенсивного испарения, сам конденсируется

$$Q_{\text{прих}} = D(i_1 - i_k);$$

$$Q_{\text{расх}} = Q_1 + Q_2 + Q_{\text{пот}},$$

где  $Q_1$  — теплота, израсходованная на нагрев холодного теплоносителя до температуры кипения;  $Q_2$  — теплота, затраченная на испарение кипящей жидкости

$$Q_1 = G_2 c_2 (t_s - t'_2);$$

$$Q_2 = G_2 r,$$

где  $G_2$  — количество (или расход) холодного теплоносителя;  $c_2$  — средняя теплоемкость теплоносителя;  $t_s$  — температура кипения холодного теплоносителя;  $t'_2$  — начальная температура холодного теплоносителя;  $r$  — скрытая теплота испарения теплоносителя.

Тогда расход греющего пара

$$D = \frac{G_2 c_2 (t_s - t'_2) + G_2 r}{(i_1 - i_k) \eta}.$$

*Для конденсаторов.* Более нагретый теплоноситель охлаждается с изменением агрегатного состояния. Теплота от горячего теплоносителя чаще всего отводится холодной водой

$$Q_{\text{прих}} = Q_1 + Q_2 + Q_3;$$

$$Q_{\text{расх}} = G_{\text{в}} c_{\text{в}} (t''_2 - t'_2),$$

где  $Q_1$  — теплота, выделяющаяся при охлаждении перегретых паров до насыщенного состояния;  $Q_2$  — теплота, выделяющаяся при конденсации насыщенного пара;  $Q_3$  — теплота, выделяющаяся при охлаждении горячей жидкости до заданной температуры;  $G_{\text{в}}$  — расход охлаждающей воды;  $t''_2$  — конечная температура горячего теплоносителя;  $t'_2$  — начальная температура горячего теплоносителя

$$Q_1 = G_{\text{г}} c_p (t_{\text{п.п}} - t_{\text{н.п}});$$

$$Q_2 = G_{\text{г}} r;$$

$$Q_3 = G_{\text{г}} c (t_s - t'_1),$$

где  $G_{\text{г}}$  — количество горячего теплоносителя;  $c_p$  — теплоемкость при постоянном давлении для перегретого пара;  $t_{\text{п.п}}$  — температура перегретого пара;  $t_{\text{н.п}}$  — температура насыщенного пара;  $r$  — скрытая теплота конденсации горячего теплоносителя;  $c$  — теплоемкость жидкого горячего теплоносителя;  $t_s$  — температура кипения горячего теплоносителя.

Если охлаждающая вода подается в межтрубное пространство и внешние стенки аппарата имеют температуру, мало отличающуюся от температуры окружающей среды, то тепловыми потерями вследствие их малости пренебрегают.

Расход охлаждающей воды определяется из уравнения теплового баланса по формуле

$$G_B = \frac{G_r c_p (t_{п.п} - t_{н.п}) + G_r r + G_r c (t_s - t'_1)}{c_B (t''_2 - t'_2)}$$

### Определение среднего температурного напора

Средний температурный напор зависит от схемы движения теплоносителей в теплообменнике и от соотношения водяных эквивалентов  $W$ , Вт/°С, численная величина которых определяет собой количество воды, которое по теплоемкости пропорционально теплоемкости массового расхода рассматриваемого теплоносителя в единицу времени:

$$W = G c_p,$$

где  $G$  — массовый расход теплоносителя;  $c_p$  — теплоемкость теплоносителя.

В зависимости от того, осуществляется ли прямоток или противоток и  $W_1$  больше или меньше, чем  $W_2$ , получаются четыре характерные пары кривых изменения температуры вдоль поверхности нагрева, представленные на рис. 1.

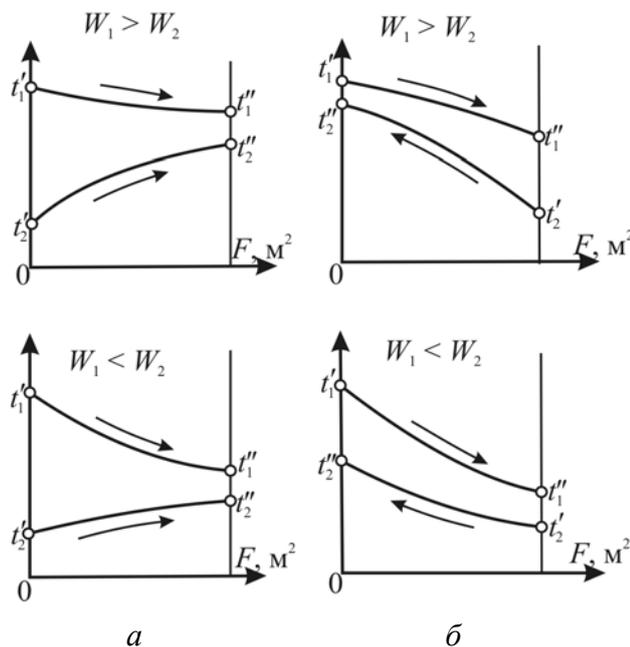


Рис. 1. Характер изменения температур теплоносителей при прямотоке (а) и противотоке (б)

Из рис. 1 видно, что при прямотоке наибольшая разность температур будет всегда на входе в теплообменник, а наименьшая на выходе из него. В противоточной схеме место наибольшей и наименьшей разности температур заранее определить нельзя, оно зависит от соотношений водных эквивалентов  $W_1 < W_2$  или  $W_1 > W_2$ .

Если температуры теплоносителей изменяются вдоль поверхности нагрева незначительно  $\frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}} < 1,8$ , то средний температурный напор можно считать как средний арифметический

$$\Delta t_{\text{ср}} = 0,5(t_{\text{б}} + t_{\text{м}}).$$

Во всех остальных случаях средний температурный напор следует считать как средний логарифмический

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}},$$

где  $\Delta t_{\text{б}}$  и  $\Delta t_{\text{м}}$  — большая и меньшая разности температур между первичными и вторичными теплоносителями на концах теплообменника.

В теплообменных аппаратах противоток имеет ряд преимуществ по сравнению с прямотоком. Так при одних и тех же начальных и конечных температурах теплоносителей для противотока в большинстве практических случаев получается большая средняя разность температур, что позволяет иметь меньшую поверхность нагрева аппарата при той же производительности. Поэтому противоточную схему движения теплоносителей следует применять во всех случаях, когда этому не препятствует технология производства или другие обстоятельства.

### ***Определение коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи***

Коэффициент теплопередачи  $k$  представляет собой количественную расчетную величину, характеризующую сложный теплообмен. Он зависит от коэффициентов теплоотдачи, термического сопротивления стенки и загрязнений.

Для плоской стенки

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} + R_{\text{загр}}}.$$

Для цилиндрической системы

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_{\text{вн}}} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_{\text{нар}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{\text{нар}}} + R_{\text{загр}}},$$

где  $\delta$  — толщина стенки аппарата;  $R_{\text{загр}}$  — термическое сопротивление, учитывающее загрязнение (накись, сажа и пр.) с обеих сторон стенки,  $\text{м}^2 \text{ К/Вт}$ ;  $\alpha_1$  — коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности материала стенки;  $\alpha_2$  — коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю.

Если теплопроводность слоя загрязнения неизвестна, подсчитывают коэффициент теплопередачи  $k$  для чистой стенки и вводят поправку на ее загрязнение при помощи коэффициента  $\phi$  использования поверхности теплообмена

$$k_{\text{расч}} = k_{\text{чист.ст}} \phi.$$

Для большинства аппаратов числовое значение коэффициента лежит в пределах  $\phi = 0,65 \dots 0,85$ . Коэффициенты теплоотдачи  $\alpha$  определяются в большинстве случаев из выражения для критерия Нуссельта

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \lambda}{l},$$

где Nu — безразмерный критерий подобия — критерий Нуссельта;  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности того теплоносителя, для которого определяется коэффициент теплоотдачи;  $l$  — определяющий геометрический размер.

Критерий Nu определяется в зависимости от характера движения и агрегатного состояния теплоносителей по критериальным уравнениям различного вида.

Обобщение экспериментальных данных различных исследователей дает для расчета среднего коэффициента теплоотдачи следующие критериальные уравнения [5]:

1) при турбулентном течении различных жидкостей внутри труб (кроме жидких металлов) для диапазона чисел Рейнольдса  $\text{Re} = 10^4 \dots 5 \cdot 10^6$ :

$$\text{Nu}_{\text{жд}} = 0,021 \text{Re}_{\text{жд}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} (\text{Pr}_{\text{ж}} / \text{Pr}_{\text{с}})^{0,25} \varepsilon_l;$$

2) для ламинарного режима течения:

$$\text{Nu}_{\text{жд}} = 0,15 \text{Re}_{\text{жд}}^{0,33} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,33} (Gr_{\text{жд}} \cdot \text{Pr}_{\text{ж}}) (\text{Pr}_{\text{жд}} / \text{Pr}_{\text{с}})^{0,25} \varepsilon_l,$$

где  $\text{Re}_{\text{жд}}$  — критерий Рейнольдса, определенный по температуре жидкости при определяющем размере трубы;  $\text{Pr}_{\text{ж}}$  — критерий Прандтля, определенный по температуре жидкости;  $\text{Pr}_{\text{с}}$  — критерий Прандтля, определенный по температуре стенки;  $\varepsilon_l$  — коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы: при  $l/d \geq 50$   $\varepsilon_l = 1$ , при  $l/d < 50$  необходимо учитывать влияние начального термического участка; значения  $\varepsilon_l$  в зависимости от числа Re и отношения  $l/d$  приведены в справочной литературе [3].

При поперечном обтекании одиночных круглых труб и когда угол атаки  $\psi$ , составленный направлением движения потока жидкости и осью трубы, равен  $90^\circ$ , средний по периметру коэффициент теплоотдачи определяется из соотношений [6]:

при  $5 < \text{Re}_f < 10^3$

$$\text{Nu}_{\text{жд}} = 0,5 \text{Re}_{\text{жд}}^{0,5} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,38} (\text{Pr}_{\text{ж}} / \text{Pr}_{\text{с}})^{0,25};$$

при  $10^3 < \text{Re}_f < 2 \cdot 10^5$

$$\text{Nu}_{\text{жд}} = 0,28 \text{Re}_{\text{жд}}^{0,6} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,36} (\text{Pr}_{\text{ж}} / \text{Pr}_{\text{с}})^{0,25};$$

при  $3 \cdot 10^5 < Re_f < 2 \cdot 10^6$

$$Nu_{жд} = 0,023 Re_{жд}^{0,8} Pr_{ж}^{0,37} (Pr_{ж} / Pr_{с})^{0,25}.$$

При поперечном обтекании коридорного пучка труб  
при  $Re_f > 10^3$

$$Nu_{жд} = 0,22 Re_{жд}^{0,65} Pr_{ж}^{0,36} (Pr_{ж} / Pr_{с})^{0,25}.$$

При поперечном обтекании шахматного пучка труб  
при  $Re_f > 10^3$

$$Nu_{жд} = 0,4 Re_{жд}^{0,6} Pr_{ж}^{0,36} (Pr_{ж} / Pr_{с})^{0,25}.$$

При течении среды в кольцевом канале между гладкими трубками:

$$Nu_{жд} = 0,017 Re_{жд}^{0,8} Pr_{ж}^{0,4} (Pr_{ж} / Pr_{с})^{0,25} \left( \frac{D}{d_{вн}} \right)^{0,18}.$$

### ***Поверхность теплопередачи***

Величина поверхности теплообмена  $F$ ,  $m^2$ , определяется из основного уравнения теплопередачи

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{ср}},$$

где  $Q$  — тепловая нагрузка аппарата (определяется из теплового баланса);  $k$  — коэффициент теплопередачи;  $\Delta t_{ср}$  — средний температурный напор.

По поверхности теплообмена подбираются теплообменный аппарат и патрубки.

### ***Конструктивные размеры аппарата***

Содержание конструктивного расчета зависит от особенностей выбранной конструкции аппарата, т. е. от выбора поверхности теплообмена: трубчатая, пластинчатая, спиральная и т. д.

Для кожухотрубчатых аппаратов, имеющих наибольшее распространение в промышленности, технологических процессах, по поверхности теплообмена  $F$  определяются количество труб, их размещение в трубной решетке, диаметр корпуса аппарата, число ходов в трубном и межтрубном пространстве и размеры входных и выходных патрубков. Количество труб

$$n = \frac{F}{\pi d_{расч} l},$$

где  $d_{расч}$  — расчетный диаметр трубы; при  $\alpha_1 > \alpha_2$   $d_{расч} = d_{н}$ , при  $\alpha_1 = \alpha_2$   $d_{расч} = 0,5(d_{н} + d_{в})$ ,  $\alpha_1 < \alpha_2$   $d_{расч} = d_{в}$ ;  $l$  — длина трубы (выбирается по ГОСТ 53677—2009).

Трубы в трубных решетках размещаются по вершинам равносторонних треугольников или по сторонам правильных шестиугольников, что одно и то же (ромбическое размещение), и по концентрическим окружностям. Ромбическое размещение при большом количестве трубок дает меньшие размеры трубной решетки.

Количество труб в трубных решетках рассчитывается по уравнениям

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

$$b = 2a - 1,$$

где  $n$  — общее количество труб;  $a$  — количество труб на стороне наибольшего шестиугольника;  $b$  — количество труб на диагонали наибольшего шестиугольника.

Шаг труб  $S$  (расстояние между осями соседних труб) обычно выбирают равным  $1,3 \dots 1,5d_n$ , но не меньше  $d_n + 6$  мм.

Общее количество труб должно быть таким, чтобы  $a$  и  $b$  были целыми числами.

Внутренний диаметр корпуса аппарата рассчитывают по уравнениям для одноходовых аппаратов

$$D_B = S(b - 1) + 4d_n$$

или

$$D_B = 1,1S\sqrt{n};$$

для многоходовых

$$D_B = 1,1S\sqrt{\frac{n}{\eta}},$$

где  $S$  — шаг труб;  $n$  — число труб;  $\eta$  — коэффициент заполнения трубной решетки,  $\eta = 0,6 \dots 0,8$ .

Расчетное значение диаметра корпуса округляется до ближайшего размера диаметра [7].

Расстояние между трубными решетками (активная длина трубок) определяется по формуле

$$l_1 = \frac{F}{\pi d_{\text{расч}} n z},$$

где  $n$  — число трубок в одном ходу;  $z$  — число ходов.

Длина трубок не должна превышать 6 м. В многоходовых аппаратах рекомендуется выбирать четное число ходов. Если при выборе многоходового теплообменника длина труб получается выше допустимой, необходимо изменить или диаметр, или скорость движения теплоносителя, или обе эти величины.

Полная высота кожухотрубчатого теплообменника складывается из активной длины труб и высоты коллекторов

$$H = l_1 + 2h,$$

где  $h$  — высота коллектора, которую выбирают из конструктивных соображений равной 200...400 мм.

Для спирального теплообменника исходными данными для конструктивного расчета являются поверхность теплообмена  $F$ , ширина канала  $b$ , толщина листов  $\sigma$  и высота спиралей  $h$ .

Шаг спирали

$$S = b + \delta,$$

где  $b = 6 \dots 15$  мм;  $\sigma = 2 \dots 8$  мм.

Каждый полувиток спирали строится по радиусам  $r_1$  и  $r_2$ , которые для первых витков равны

$$r_1 = \frac{d}{2};$$
$$r_2 = \frac{d}{2} + S,$$

где  $d$  — диаметр первого витка внутренней спирали (выбирается исходя из конструктивных соображений).

Центры, из которых производят построение спиралей, отстоят друг от друга на величину шага витка  $S$ .

Длина спирали при числе витков  $n$  равна

$$l_0 = \pi(d - S)n + 2\pi S n^2.$$

Число витков спирали

$$n = \frac{S - d}{4S} + \sqrt{\left(\frac{S - d}{4S}\right)^2 + \frac{l_0}{2\pi S}}.$$

Наружный диаметр спирального теплообменника

$$D = d + 2nS + \delta.$$

Высота спиралей  $h$  принимается равной 375...750 мм по [8].

### ***Определение диаметров патрубков***

Диаметры патрубков, м, для входа и выхода теплоносителей определяют по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4V_{\text{сек}}}{\pi\omega}},$$

где  $V_{\text{сек}}$  — секундный расход жидкости, пара или газа, м<sup>3</sup>/с;  $\omega$  — скорость жидкости, пара или газа, м/с.

## **2.2. Поверочный расчет теплообменных аппаратов**

Поверочный расчет производится для установления возможности применения имеющихся или стандартных теплообменных аппаратов для необходимых технологических процессов. При таком расчете заданы размеры аппарата

и условия его работы; требуется определить конечные параметры теплоносителей и теплопроизводительность аппарата. Следовательно, целью расчета является выбор условий, обеспечивающих оптимальный режим работы аппарата. В некоторых случаях при таком расчете теплопроизводительность аппарата является заданной, а требуется определить, например, расход и начальную температуру одной из сред.

Рассмотрим более подробно примеры расчета наиболее распространенных теплообменных аппаратов.

### **3. РАСЧЕТ ВОДО-ВОДЯНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ»**

#### **3.1. Задание на проектирование водо-водяного теплообменника типа «труба в трубе»**

Произвести тепловой расчет водо-водяного теплообменника типа «труба в трубе». Определить площадь поверхности нагрева и число секций противоточного теплообменника при следующих условиях:

- 1) коэффициент теплопроводности стальной трубы  $\lambda_{ст} = 51 \text{ Вт/м} \cdot \text{°C}$ ;
- 2) длина одной секции  $l = 4 \text{ м}$ ;
- 3) температура греющей воды на входе  $t'_{ж1} = 125 \text{ °C}$ ;
- 4) температура греющей воды на выходе  $t''_{ж1} = 75 \text{ °C}$ ;
- 5) греющая вода движется по внутренней стальной трубе диаметром  $d_2 / d_1 = 38 / 34 \text{ мм}$ ;
- 6) температура нагреваемой воды на входе  $t'_{ж2} = 20 \text{ °C}$ ;
- 7) температура греющей воды на выходе  $t''_{ж2} = 60 \text{ °C}$ ;
- 8) диаметр внешней трубы  $D_2 / D_1 = 57 / 51$ ;
- 9) количество передаваемой теплоты  $Q = 100 \text{ кВт}$ .

#### **3.2. Пример расчета водо-водяного теплообменника типа «труба в трубе»**

Расчет теплообменника начинаем с определения физических свойств греющего и нагреваемого теплоносителей, для чего находим среднеарифметические значения их температур

$$t_{ср1} = 0,5(t'_{ж1} + t''_{ж1}) = 0,5(125 + 75) = 100 \text{ °C};$$

$$t_{ср2} = 0,5(t'_{ж2} + t''_{ж2}) = 0,5(20 + 60) = 40 \text{ °C}.$$

По табл. 2 (прил. 2) выписываем физические свойства воды при соответствующих температурах и их значения вписываем в табл. 1.

## Физические характеристики теплоносителей

Физические величины	Для воды	
	при $t = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	при $t = 100 \text{ }^\circ\text{C}$
Плотность, $\text{кг/м}^3$	$\rho_{\text{в}} = 992,2$	$\rho_{\text{в}} = 958,4$
Теплоемкость, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$	$c_{\text{п}} = 4,174$	$c_{\text{п}} = 4,22$
Теплопроводность, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$	$\lambda_{\text{ж2}} = 0,635$	$\lambda_{\text{ж1}} = 0,683$
Кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$	$\nu_{\text{ж2}} = 0,659 \cdot 10^{-6}$	$\nu_{\text{ж1}} = 0,295 \cdot 10^{-6}$
Критерий Прандтля для среды	$\text{Pr}_{\text{ж2}} = 4,31$	$\text{Pr}_{\text{ж1}} = 1,75$

Из уравнения теплового баланса определяем расходы теплоносителей

$$Q = G_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) = G_2 c_{p2} (t''_{\text{ж2}} - t'_{\text{ж2}});$$

$$G_1 = \frac{Q}{c_{p1} (t'_1 - t''_1)} = \frac{100}{4,22(125 - 75)} = 0,47 \text{ кг/с};$$

$$G_1 = \frac{Q}{c_{p2} (t''_2 - t'_2)} = \frac{100}{4,174(60 - 20)} = 0,6 \text{ кг/с}.$$

Определяем скорость движения греющей воды

$$\omega_1 = \frac{4G_1}{\nu_{\text{ж1}} \pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,47}{958,4 \cdot 3,14 \cdot 0,034^2} = 0,54 \text{ м/с}.$$

Определяем скорость движения нагреваемой воды

$$\omega_2 = \frac{4G_2}{\rho_{\text{ж2}} \pi (D_1^2 - d_2^2)} = \frac{4 \cdot 0,6}{992,2 \cdot 3,14 \cdot (0,051^2 - 0,038^2)} = 0,67 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса для потока греющей воды

$$\text{Re}_{\text{ж1}} = \frac{\omega_1 d_1}{\nu_{\text{ж1}}} = \frac{0,54 \cdot 0,034}{0,295 \cdot 10^{-6}} = 62237.$$

Так как число  $\text{Re} > 10^4$ , режим течения турбулентный, поэтому расчет числа Нуссельта ведем по следующему выражению:

$$\text{Nu}_{\text{ж1}} = 0,021 \cdot \text{Re}_{\text{ж1}}^{0,8} \text{Pr}_{\text{ж1}}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_{\text{ж1}}}{\text{Pr}_{\text{с1}}} \right)^{0,25}.$$

Так как температура стенки неизвестна, то в первом приближении задаемся ее значением

$$t_{\text{с1}} \approx 0,5(t_{\text{ср1}} + t_{\text{ср2}}) = 0,5(100 + 40) = 70 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Число Прандтля по температуре стенки  $t_{\text{с1}} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$   $\text{Pr} = 2,55$ .

Число Нуссельта со стороны греющей воды

$$\text{Nu}_{\text{ж1}} = 0,021 \cdot 62237^{0,8} (1,75)^{0,43} \left( \frac{1,75}{2,55} \right)^{0,25} = 166,4.$$

Находим коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке трубы

$$\alpha_1 = \text{Nu}_{\text{ж1}} \frac{\lambda_{\text{ж1}}}{d_1} = 166,4 \frac{0,683}{0,034} = 3342,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Число Рейнольдса для потока нагреваемой воды

$$\text{Re}_{\text{ж2}} = \frac{\omega_2 d_3}{v_{\text{ж2}}} = \frac{0,67 \cdot 0,013}{0,659 \cdot 10^{-6}} = 13217,$$

где  $d_3 = D_1 - d_2 = 0,051 - 0,038 = 0,013 \text{ м}$ .

Так как число  $\text{Re} > 10^4$ , режим движения жидкости турбулентный.

Принимаем в первом приближении температуру стенки со стороны нагреваемой воды

$$t_{\text{с2}} = t_{\text{с1}} = 70 \text{ °C}.$$

Число Прандтля по принятой температуре стенки

$$\text{Pr}_{\text{с2}} = \text{Pr}_{\text{с1}} = 2,55.$$

Число Нуссельта со стороны нагреваемой воды определяем по выражению

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{\text{ж2}} &= 0,017 \text{Re}_{\text{ж2}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{ж2}}^{0,4} \left( \frac{\text{Pr}_{\text{ж2}}}{\text{Pr}_{\text{с2}}} \right)^{0,25} \left( \frac{D_1}{d_2} \right)^{0,18} = \\ &= 0,017 (13217)^{0,8} \cdot 4,31^{0,4} \left( \frac{4,31}{2,55} \right)^{0,25} \left( \frac{0,051}{0,038} \right)^{0,18} = 72,6. \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемой воде

$$\alpha_2 = \text{Nu}_{\text{ж2}} \frac{\lambda_{\text{ж2}}}{d_3} = 72,6 \frac{0,635}{0,013} = 3546,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Так как  $d_2/d_1 < 2$ , то расчет коэффициента теплопередачи можем вести по уравнению плоской стенки, где

$$\begin{aligned} K &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{°C}; \\ K &= \frac{1}{\frac{1}{3342,7} + \frac{0,002}{51} + \frac{1}{3546,2}} = 1612, \end{aligned}$$

где  $\delta = d_1 - d_2/2$  — толщина стенки;  $\delta = 0,038 - 0,034/2 = 0,002 \text{ м}$ .

Определяем наибольший и наименьший температурные напоры

$$\Delta t_{\text{б}} = t'_{\text{ж1}} - t''_{\text{ж2}} = 125 - 75 = 50 \text{ °C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t''_{\text{ж1}} - t'_{\text{ж2}} = 60 - 20 = 40 \text{ °C}.$$

Рассчитываем средний логарифмический температурный напор

$$t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{\delta}} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{\delta}}}{\Delta t_M}} = \frac{50 - 40}{\ln \frac{50}{40}} = 44,8 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Определяем плотность теплового потока

$$q = K \Delta t_{cp} = 1612 \cdot 44,8 = 72217,6 \text{ Вт/м}^2.$$

Площадь поверхности нагрева

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{100 \cdot 10^3}{72217,6} = 1,38 \text{ м}^2.$$

Определяем число секций

$$n = \frac{F}{\pi d_1 l} = \frac{1,38}{3,14 \cdot 0,034 \cdot 4} = 3,23 \approx 3.$$

Находим температуру стенки трубы со стороны греющей воды

$$t_{c1} = t_{cp1} - \frac{q}{\alpha_1} = 100 - \frac{72217}{3342,7} = 78,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Число Прандтля при этой температуре находим по табл. 2 (прил. 2)  $Pr = 2,26$ .

Уточненное значение поправки на изменение физических свойств греющей жидкости

$$\left( \frac{Pr_{ж1}}{Pr'_{c2}} \right)^{0,25} = \left( \frac{1,75}{2,26} \right)^{0,25} = 0,938.$$

В первом приближении было принято  $\left( \frac{Pr_{ж1}}{Pr_{c1}} \right)^{0,25} = \left( \frac{1,75}{2,55} \right)^{0,25} = 0,91$ .

Находим температуру стенки трубы со стороны греющей воды

$$t_{c2} = t_{cp2} + \frac{q}{\alpha_2} = 40 + \frac{72217}{3546,2} = 60,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Число Прандтля при этой температуре находим по табл. 2 (прил. 2)  $Pr = 2,96$ .

Уточненное значение поправки на изменение физических свойств нагреваемой жидкости

$$\left( \frac{Pr_{ж2}}{Pr'_{c2}} \right)^{0,25} = \left( \frac{4,31}{2,96} \right)^{0,25} = 1,1.$$

В первом приближении было принято  $\left( \frac{Pr_{ж2}}{Pr_{c2}} \right)^{0,25} = \left( \frac{4,31}{2,55} \right)^{0,25} = 1,14$ .

Определяем невязки между уточненными и принятыми значениями физических величин теплоносителей. Если невязка составляет не более 5 %, перерасчет не требуется. В случае несоблюдения этого условия следует произвести перерасчет, задавшись посчитанным значением температуры стенки.

Так как уточненное значение поправки греющего теплоносителя не отличается от принятого более чем на 5 %, то производить перерасчет во втором приближении не требуется.

## 4. РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

### 4.1. Устройство кожухотрубчатого теплообменника

Кожухотрубчатые теплообменники относятся к наиболее распространенным аппаратам. Их применяют для теплообмена и термохимических процессов между различными жидкостями, парами и газами как без изменения, так и с изменением их агрегатного состояния.

Кожух (корпус) кожухотрубчатого теплообменника представляет собой трубу, сваренную из одного или нескольких стальных листов (рис. 2). Кожухи различаются главным образом способом соединения с трубной доской и крышками. Толщина стенки кожуха определяется давлением рабочей среды и его диаметром, но принимается не менее 4 мм. К его цилиндрическим кромкам приваривают фланцы для соединения с крышками или днищами. На наружной поверхности кожуха прикрепляют опоры аппарата.

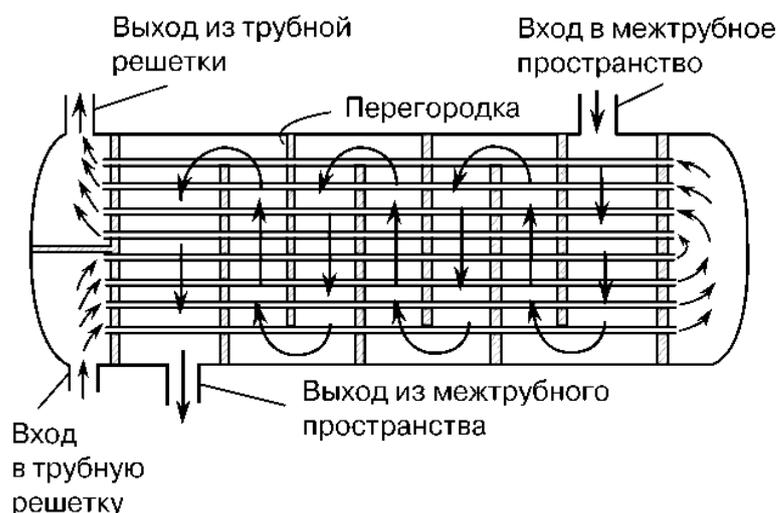


Рис. 2. Схема кожухотрубчатого теплообменника

Трубочатка кожухотрубчатых теплообменников выполняется из прямых или изогнутых (*U*-образных или *W*-образных) труб диаметром 12...57 мм. Предпочтительны стальные бесшовные трубы.

В кожухотрубчатых теплообменниках проходное сечение межтрубного пространства в 2...3 раза больше проходного сечения внутри труб. Поэтому при равных расходах теплоносителей с одинаковым фазовым состоянием

коэффициенты теплоотдачи на поверхности межтрубного пространства невысоки, что снижает общий коэффициент теплопередачи в аппарате. Устройство перегородок в межтрубном пространстве такого теплообменника способствует увеличению скорости теплоносителя и повышению эффективности теплообмена.

Трубные доски (решетки) служат для закрепления в них пучка труб при помощи развальцовки, разбортовки, заварки, запайки или сальниковых креплений. Материалом досок служит обычно листовая сталь толщиной не менее 20 мм.

В парожидкостных теплообменниках пар проходит обычно в межтрубном пространстве, а жидкость — по трубам. Разность температур стенки корпуса и труб обычно значительна. Для компенсации разности тепловых удлинений между кожухом и трубами устанавливают линзовые, сальниковые или сифонные компенсаторы.

Трубы в решетках обычно равномерно размещают по периметрам правильных шестиугольников, т. е. по вершинам равносторонних треугольников, реже применяют размещение труб по концентрическим окружностям. В отдельных случаях, когда необходимо обеспечить удобную очистку наружной поверхности труб, их размещают по периметрам прямоугольников. Все указанные способы размещения труб преследуют одну цель — обеспечить более компактное размещение необходимой поверхности теплообмена внутри аппарата. В большинстве случаев наибольшая компактность достигается при размещении трубок по периметрам правильных шестиугольников.

Для увеличения скорости движения теплоносителей с целью интенсификации теплообмена нередко устанавливают перегородки как в трубном, так и в межтрубном пространствах.

Существует три способа размещения труб в теплообменниках (рис. 3).

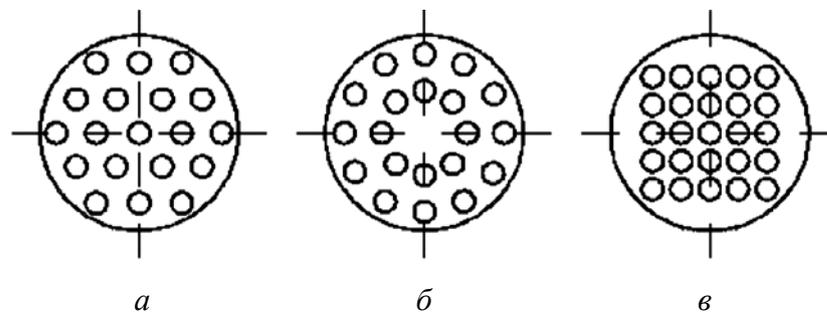


Рис. 3. Способы размещения труб в теплообменниках: *a* — по периметрам правильных шестиугольников; *б* — по концентрическим окружностям; *в* — по периметрам прямоугольников (коридорное расположение)

## 4.2. Задание на проектирование

Запроектировать вертикальный пароводяной подогреватель, предназначенный для подогрева воды системы отопления в цехах производственных помещений, при следующих условиях:

- 1) давление воды  $P_{\text{в}} = 0,148$  МПа;
- 2) температура воды на входе  $t'_{\text{в}} = 21$  °С;
- 3) температура воды на выходе  $t''_{\text{в}} = 87$  °С;

- 4) расход воды  $G_B = 213 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;
- 5) давление греющего пара  $P_{\text{п}} = 0,56 \text{ МПа}$ ;
- 6) температура греющего пара  $t_{\text{п}} = 185 \text{ }^\circ\text{С}$ .

### 4.3. Тепловой расчет подогревателя

При заданном давлении пара  $P_{\text{п}} = 0,56 \text{ МПа}$  и температуре  $t_s = 156,04 \text{ }^\circ\text{С}$  по  $I-S$  диаграмме (прил. 2, рис. 1) определяют состояние пара. Если он перегрет, то имеются две зоны теплообмена:

- 1) охлаждение пара от  $t_{\text{п}} = 185 \text{ }^\circ\text{С}$  до  $t_s = 156,04 \text{ }^\circ\text{С}$ ;
- 2) конденсация насыщенного пара на вертикальных трубах.

Считают, что переохлаждения конденсата нет, тогда расчет поверхности проводят отдельно для каждой зоны (прил. 2, рис. 1).

#### *Определение тепловой нагрузки аппарата*

Параметры теплоносителей находят по табл. 1 и 2 (прил. 2) при средних температурах воды  $t_{\text{в.ср}}$  и пара  $t_{\text{п.ср}}$ ,  $^\circ\text{С}$ :

$$t_{\text{в.ср}} = 0,5(t'_B + t''_B);$$

$$t_{\text{в.ср}} = 0,5(21 + 87) = 54 \text{ }^\circ\text{С},$$

где  $t'_B$  — температура воды на входе в подогреватель;  $t''_B$  — температура воды на выходе из подогревателя.

$$t_{\text{п.ср}} = 0,5(t_{\text{п}} + t_s);$$

$$t_{\text{п.ср}} = 0,5(185 + 156,04) = 170,52 \text{ }^\circ\text{С},$$

где  $t_{\text{п}}$  — температура перегретого пара,  $^\circ\text{С}$ ;  $t_s$  — температура насыщенного пара,  $^\circ\text{С}$ , определяют по табл. 1 (прил. 2).

При  $t_{\text{в.ср}}$  принимают следующие справочные данные:

- 1)  $c_B = 4,176 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{С})$  — теплоемкость воды;
- 2)  $\rho_B = 986,14 \text{ кг}/\text{м}^3$  — плотность воды;
- 3)  $\nu_B = 0,525 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  — коэффициент кинематической вязкости воды;
- 4)  $\lambda_B = 0,652 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{С})$  — коэффициент теплопроводности воды;
- 5)  $\text{Pr}_B = 3,33$  — число Прандтля для воды.

При  $t_{\text{п.ср}}$  по табл. 1 (прил. 2) определяем следующее:

- 1)  $c_{\text{п}} = 2,59 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{С})$  — теплоемкость пара;
- 2)  $\rho_{\text{п}} = 4,17 \text{ кг}/\text{м}^3$  — плотность пара;
- 3)  $\nu_{\text{п}} = 3,537 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  — коэффициент кинематической вязкости пара;
- 4)  $\lambda_{\text{п}} = 0,0313 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{С})$  — коэффициент теплопроводности пара;
- 5)  $\text{Pr}_{\text{п}} = 1,21$  — число Прандтля для пара.

Количество теплоты, кВт, передаваемой паром воде, определяют по формуле

$$Q = G_B \rho_B c_B (t'_B - t''_B);$$

$$Q = 0,0592 \cdot 986,14 \cdot 4,176 (87 - 21) = 16\,081,261 \text{ кВт},$$

где  $G_B$  — объемный расход воды,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $c_B$  — теплоемкость воды,  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{С})$ ;

Количество теплоты, кВт, передаваемой паром воде в 1-й зоне, вычисляют по формуле

$$Q_1 = D_{\text{п}} C_{\text{п}} (t_{\text{п}} - t_{\text{s}}),$$

где  $D_{\text{п}}$  — массовый расход пара, кг/с,  $D_{\text{п}} = 8,14$  кг/с;  $C_{\text{п}}$  — теплоемкость пара, кДж/(кг·°С).

Массовый расход пара, кг/с, рассчитывают

$$D_{\text{п}} = \frac{Q}{c_{\text{п}}(t_{\text{п}} - t_{\text{s}}) + r} = \frac{16\,081,261}{2,59(185 - 156,04) + 2047,8} = 7,576,$$

где  $r$  — теплота парообразования пара, кДж/кг, определяемая по температуре насыщения по табл. 2 (прил. 2).

Тогда

$$Q_1 = 7,576 \cdot 2,59 (185 - 156,04) = 568,125 \text{ кВт.}$$

Количество теплоты, кВт, передаваемой паром воде во 2-й зоне,

$$Q_2 = D_{\text{п}} r = 7,576 \cdot 2047,8 = 15\,513,136 \text{ кВт.}$$

Суммарное значение переданной теплоты паром воде

$$Q = Q_1 + Q_2 = 568,125 + 15\,513,136 = 16\,081,261 \text{ кВт.}$$

### ***Расчет коэффициента теплопередачи и конструктивных размеров аппарата***

Для расчета коэффициента теплопередачи произвольно выбирают наружный диаметр трубок  $d_{\text{нар}} = 38$  мм ( $d_{\text{нар}} = 20; 25; 38$  мм) и скорость воды в них  $\omega_{\text{в}} = 1,8$  м/с (прил. 2, табл. 3). Трубки изготавливают толщиной  $\delta_{\text{ст}} = 1$  мм из стали 12МХ с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_{\text{ст}} = 39$  Вт/(м·°С) (прил. 2, табл. 4).

Определяют режим течения воды в трубах

$$\text{Re} = \frac{\omega_{\text{в}} d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{в}}} = \frac{1,8 \cdot 0,036}{0,525 \cdot 10^{-6}} = 123\,475,61,$$

где  $\text{Re}$  — критерий Рейнольдса;  $\omega_{\text{в}}$  — скорость воды в трубках, м/с;  $d_{\text{вн}}$  — внутренний диаметр трубок, м;  $\nu_{\text{в}}$  — коэффициент кинематической вязкости воды, м<sup>2</sup>/с.

Так как  $\text{Re} > 10^4$ , то режим течения воды в трубках — турбулентный.

Критерий Нуссельта для турбулентного режима течения определяется по следующей формуле:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{\text{ж}} &= 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot \varepsilon_l = \\ &= 0,023 \cdot 123\,475,61^{0,8} \cdot 3,33^{0,4} \cdot 1 = 440,42, \end{aligned}$$

где  $\text{Pr}$  — число Прандтля для воды;  $\varepsilon_l$  — поправочный коэффициент, при отношении длины трубок к их диаметру  $l/d > 50$  коэффициент  $\varepsilon_l = 1$ .

Из критериального уравнения Нуссельта определяют коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности стенки трубки к воде

$$\alpha_{\text{ж}} = \frac{\text{Nu}_{\text{ж}} \lambda_{\text{ж}}}{d_{\text{вн}}} = \frac{440,42 \cdot 0,652}{0,036} = 7981,37 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}),$$

где  $\lambda_{\text{ж}}$  — коэффициент теплопроводности воды, Вт/(м·°С).

Рассчитывают количество трубок в трубной решетке

$$n = \frac{4G_{\text{в}}}{\pi d_{\text{вн}}^2 \cdot \omega} = \frac{4 \cdot 0,0592}{3,14 \cdot 0,036^2 \cdot 1,8} = 32,3 \text{ шт.}$$

Принимаем ромбическое расположение труб в трубной решетке. По табл. 5 (прил. 2) находим действительное значение количества труб в решетке  $n = 37$  и относительный диаметр трубной решетки  $d_{\text{тр}}/t = 6$ . Шаг между трубками диаметром  $d_{\text{нар}} = 38$  мм равен  $t = 48$  мм (прил. 2, табл. 6), тогда диаметр трубной решетки будет

$$d_{\text{тр}} = (d_{\text{тр}} / t) t = 6 \cdot 48 = 288 \text{ мм.}$$

Кольцевой зазор  $k$  между крайними трубками и корпусом принимаем равным 10 мм.

Внутренний диаметр корпуса аппарата составит

$$D_{\text{а.вн}} = d_{\text{тр}} + d_{\text{нар}} + 2k = 288 + 38 + 20 = 346 \text{ мм.}$$

Расчетное значение внутреннего диаметра кожуха округляют до ближайшего размера: 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 3800, 4000 [7]. Принимаем  $D_{\text{а.вн}} = 400$  мм.

При ромбическом расположении труб число шестиугольников для размещения труб определяется

$$m = \frac{\sqrt{12n-3}}{6} - 0,5 = \frac{\sqrt{12 \cdot 37 - 3}}{6} - 0,5 = 3.$$

Число труб по диагонали наибольшего шестиугольника составит

$$l = 2m + 1 = 2 \cdot 3 + 1 = 7.$$

Общее число труб в шестиугольниках будет

$$n^i = 1 + 3m + 3m^2.$$

Размещение труб по концентрическим окружностям производится так, чтобы был выдержан шаг между трубками.

При радиальном шаге  $t$  радиусы окружностей будут

$$r_i = it; r_i < d_{\text{тр}}/2.$$

Соответственно длины окружностей будут равны

$$c_i = 2\pi \cdot i \cdot t.$$

Число труб на каждой окружности определится по формуле

$$n_i = 2\pi i.$$

Поверхность теплообмена в 1-й зоне. Определяют площадь межтрубного пространства для прохода пара

$$f_{\text{м.п}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{а.вн}}^2 - nd_{\text{нар}}^2) = \frac{3,14}{4} (0,4^2 - 37 \cdot 0,038^2) = 0,084 \text{ м}^2.$$

Скорость пара в межтрубном пространстве

$$\omega_{\text{п}} = \frac{D_{\text{п}}}{f_{\text{м.п}} \rho_{\text{п}}} = \frac{7,576}{0,084 \cdot 4,17} = 21,6 \text{ м/с},$$

где  $D_{\text{п}}$  — массовый расход пара, кг/с;  $\rho_{\text{п}}$  — плотность пара, кг/м<sup>3</sup>.

Для вычисления коэффициента теплоотдачи от пара к трубке находят критерий Рейнольдса для пара

$$\text{Re} = \frac{\omega_{\text{п}} d_{\text{э}}}{\nu_{\text{п}}} = \frac{21,6 \cdot 0,0059}{3,537 \cdot 10^{-6}} = 360\,333,87,$$

где  $d_{\text{э}}$  — эквивалентный диаметр, м, рассчитывают

$$d_{\text{э}} = \frac{4f_{\text{м.п}}}{U} = \frac{4 \cdot 0,084}{5,67} = 0,059 \text{ м},$$

где  $U = \pi(D_{\text{а.вн}} + nd_{\text{нар}}) = 3,14(0,4 + 37 \cdot 0,038) = 5,67$  — смоченный периметр, м.

Критерий Рейнольдса соответствует установившемуся турбулентному движению пара, поэтому критерий Нуссельта будет определен по формуле

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot 360\,333,87^{0,8} \cdot 1,21^{0,4} = 692,635,$$

где  $\text{Pr}$  — число Прандтля для пара.

Из критериального уравнения Нуссельта находят коэффициент теплоотдачи от пара к стенке трубки

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{\text{Nu}_{\text{п}} \lambda_{\text{п}}}{d_{\text{э}}} = \frac{692,635 \cdot 0,0313}{0,059} = 368,07 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)},$$

где  $\lambda_{\text{п}}$  — коэффициент теплопроводности пара, Вт/(м·°C).

Коэффициент теплопередачи в 1-й зоне, Вт/(м<sup>2</sup>·°C)

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{ж}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + R_{\text{нак}} + \frac{1}{\alpha_{\text{п}}}} = \frac{1}{\frac{1}{7981,37} + \frac{0,001}{39} + 0,00033 + \frac{1}{368,07}} = 312,714,$$

где  $R_{\text{нак}} = 0,00033 \text{ м}^2 \cdot \text{°C/Вт}$  — термическое сопротивление накипи.

Температурный напор в 1-й зоне будет найден, °C

$$\Delta t_1 = \frac{(t_{\text{п}} - t'_{\text{в}}) - (t_{\text{с}} - t''_{\text{в}})}{\ln \frac{(t_{\text{п}} - t'_{\text{в}})}{(t_{\text{с}} - t'''_{\text{в}})}},$$

где  $t'''_{\text{в}}$  — температура воды на границе между зонами, °C.

$$t_B''' = t_B'' - \frac{D_{\Pi} c_{\Pi} (t_{\Pi} - t_s)}{G_B \cdot c_B \cdot \rho_B} = 87 - \frac{7,576 \cdot 2,59 (185 - 156,04)}{0,0592 \cdot 4,176 \cdot 986,14} = 84,67.$$

$$\Delta t_1 = \frac{(185 - 21) - (156,04 - 84,67)}{\ln \frac{(185 - 21)}{(156,04 - 84,67)}} = 83,98 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Поверхность теплообмена 1-й зоны составит

$$F_1 = \frac{Q_1}{k_1 \Delta t_1} = \frac{568125}{312,714 \cdot 83,98} = 21,63 \text{ м}^2.$$

*Поверхность теплообмена во 2-й зоне.* Предполагают, что во 2-й зоне коэффициент теплоотдачи от внутренней стенки трубки к жидкости равен коэффициенту теплоотдачи в 1-й зоне. Это допустимо, так как свойства воды во 2-й зоне мало отличаются от свойств воды в 1-й зоне.

Коэффициент теплопередачи для 2-й зоны  $k_2$  можно определить графоаналитическим методом. Для этого предварительно находят для различных участков перехода теплоты зависимость между удельным тепловым потоком  $q$  и перепадом температур  $\Delta t$ .

Удельный тепловой поток от пара к стенке, Вт/м<sup>2</sup>

$$q_1 = 0,001 \frac{B'}{h_{\text{тр}}^{0,25}} \Delta t_1^{0,75},$$

где  $B' = 1,34(5700 + 56t_s - 0,09t_s^2) = 1,34(5700 + 56 \cdot 156,04 - 0,09 \cdot 156,04^2) = 16410,81$  — безразмерный коэффициент;  $h_{\text{тр}} = 9$  м — предполагаемая высота трубок ( $h_{\text{тр}} = 1; 1,5; 2; 3; 4; 6; 9$  м);  $\Delta t_1 = t_{\Pi} - t_{\text{сr1}}$  — температурный перепад между паром и наружной стенкой трубки,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{сr1}}$  — температура на наружной поверхности стенки трубки,  $^\circ\text{C}$ .

$$q_1 = 0,001 \frac{16410,81}{9^{0,25}} 83,39^{0,75} = 262,85 \text{ кВт/м}^2.$$

Задаются рядом значений  $\Delta t_1$  и вычисляют соответствующие им величины  $\Delta t_1^{0,75}$  и  $q_1$  (табл. 2). По полученным данным строят кривую  $\Delta t_1 = f(q_1)$  (рис. 4).

Таблица 2

Данные для построения кривой  $\Delta t_1 = f(q_1)$

$\Delta t_1$	10	20	30	40	50	60	70	80
$\Delta t_1^{0,75}$	5,6	9,5	12,8	15,9	18,8	21,6	24,2	26,7
$q_1$	53,1	90	121,28	150,65	178,13	204,66	229,29	252,98

Определяют плотность теплового потока через стенку, кВт/м<sup>2</sup>

$$q_2 = 0,001 \frac{\lambda_c}{\delta_c} \Delta t_2,$$

где  $\Delta t_2 = t_{c1} - t_{c2}$  — температурный перепад между стенками трубки, °С;  $t_{c2}$  — температура на внутренней поверхности стенки, °С.

Задаваясь значениями  $\Delta t_2$ , вычисляют соответствующие им величины  $q_2$  (табл. 3) и строят кривую  $\Delta t_2 = f(q_2)$  (см. рис. 4).

Таблица 3

Данные для построения кривой  $\Delta t_2 = f(q_2)$

$\Delta t_2$	10	20	30	40	50	60	70	80
$Q_2$	390	780	1170	1560	1950	2340	2730	3120

Удельный тепловой поток через накипь, кВт/м<sup>2</sup>

$$q_3 = \frac{0,001}{R_{\text{нак}}} \Delta t_3,$$

где  $\Delta t_3 = t_{c2} - t_{\text{нак}}$  — температурный перепад между внутренней поверхностью стенки и накипью, °С;  $t_{\text{нак}}$  — температура на поверхности накипи, °С.

Задаваясь значениями  $\Delta t_3$ , вычисляют соответствующие им величины  $q_3$  (табл. 4) и строят кривую  $\Delta t_3 = f(q_3)$  (см. рис. 4).

Таблица 4

Данные для построения кривой  $\Delta t_3 = f(q_3)$

$\Delta t_3$	10	20	30	40	50	60	70	80
$Q_3$	30,3	60,6	90,9	121,2	151,5	181,8	212,1	242,4

Удельный тепловой поток от стенки к воде, кВт/м<sup>2</sup>

$$q_4 = 0,001 \cdot \alpha_{\text{ж}} \cdot \Delta t_4,$$

где  $\Delta t_4 = t_{\text{нак}} - t_{\text{в}}$  — температурный перепад между накипью и водой, °С.

Задаваясь значениями  $\Delta t_4$ , вычисляют соответствующие им величины  $q_4$  (табл. 5) и строят кривую  $\Delta t_4 = f(q_4)$  (см. рис. 4).

Таблица 5

Данные для построения кривой  $\Delta t_4 = f(q_4)$

$\Delta t_4$	10	20	30	40	50	60	70	80
$q_4$	79,8	159,6	239,4	319,25	399,1	478,9	558,7	638,5

Средний температурный напор во 2-й зоне, °С

$$\Delta t_2 = \frac{(t_s - t'_B) - (t_s - t''_B)}{\ln \frac{(t_s - t'_B)}{(t_s - t''_B)}} = \frac{(156,04 - 21) - (156,04 - 84,67)}{\ln \frac{(156,04 - 21)}{(156,04 - 84,67)}} = 99,77 \text{ °С.}$$

Отсюда средний удельный тепловой поток, кВт/м<sup>2</sup>

$$q_2 = 0,001 \frac{\lambda_c}{\delta_c} \Delta t_2 = 0,001 \frac{39}{0,001} 99,77 = 3892.$$

Складывая ординаты четырех зависимостей, строят суммарную зависимость  $\Sigma \Delta t$  от  $q$  (см. рис. 4).

На оси ординат (см. рис. 4) из точки, соответствующей  $\Delta t_2$ , проводим прямую, параллельную оси абсцисс до пересечения с кривой  $\Sigma \Delta t = f(q_4)$ . Из точки пересечения опускаем перпендикуляр на ось абсцисс и находим фактическое значение удельного теплового потока  $q_{гр}$ , кВт/м<sup>2</sup>.

Полная разность температур между теплоносителями

$$\Sigma \Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \Delta t_4 = 34,7 + 3,47 + 44,71 + 16,97 = 99,85 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Графическое значение удельного потока  $q_{гр} = 135,47$  кВт/м<sup>2</sup>.

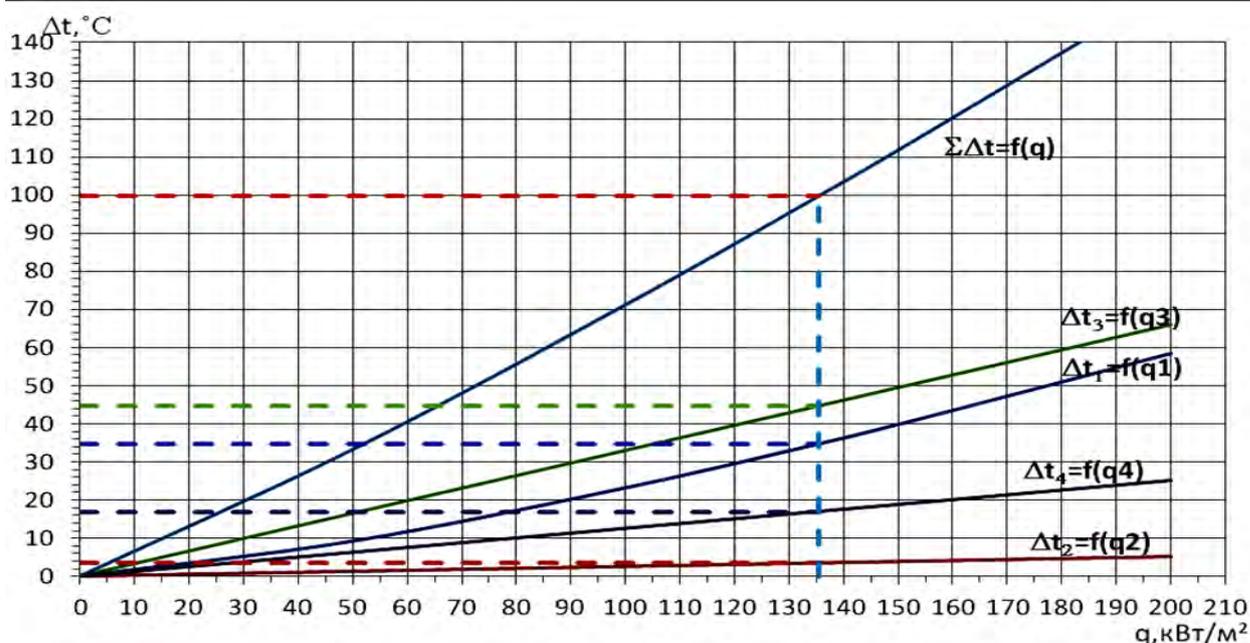


Рис. 4. Определение температурного напора графоаналитическим методом

Коэффициент теплопередачи во 2-й зоне будет найден

$$k_2 = \frac{q_{гр}}{\Delta t_2} = \frac{135,47}{3,47} = 39,04 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Поверхность теплообмена во 2-й зоне, м<sup>2</sup>

$$F_2 = \frac{Q_2}{q_{гр}} = \frac{15\,513,136}{135,47} = 114,5.$$

Суммарная поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>

$$F = F_1 + F_2 = 21,63 + 114,5 = 136,14.$$

Общая длина трубок, м

$$L = \frac{F}{\pi d_{\text{ср}} n} = \frac{136,14}{3,14 \cdot 0,037 \cdot 37} = 31,67,$$

где  $d_{\text{ср}}$  — средний диаметр трубок,  $d_{\text{ср}} = 0,037$  м.

Число ходов подогревателя

$$Z = L / h_{\text{тр}} = 31,67 / 9 = 3,52.$$

Принимаем четырехходовой подогреватель.

Общее число трубок подогревателя составит

$$n_{\text{тр}} = nZ = 37 \cdot 4 = 148 \text{ шт.}$$

Для определения диаметра корпуса необходимо пересчитать размеры трубной решетки. Поскольку аппарат четырехходовой, необходимо предусмотреть место для перегородок и анкерных связей и в каждом ходе разместить по 37 трубок.

Принимаем ромбическое расположение труб в трубной решетке. По табл. 5 (прил. 2) находим действительное значение количества труб в решетке  $n = 187$  и относительный диаметр трубной решетки  $d_{\text{тр}}/t = 14$ . Шаг между трубками диаметром  $d_{\text{нар}} = 38$  мм равен  $t = 48$  мм (прил. 2, табл. 6), тогда диаметр трубной решетки будет

$$d_{\text{тр}} = (d_{\text{тр}}/t) t = 14 \cdot 48 = 672 \text{ мм.}$$

Кольцевой зазор  $k$  между крайними трубками и корпусом принимаем равным 10 мм.

Внутренний диаметр корпуса аппарата составит

$$D_{\text{а.вн}} = d_{\text{тр}} + d_{\text{нар}} + 2k = 672 + 38 + 20 = 730 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр многоходового теплообменника определяют с учетом размещения перегородок в распределительной камере и руководствуются рекомендациями [7]. Принимаем  $D_{\text{а.вн}} = 800$  мм.

Определяют площадь межтрубного пространства без учета перегородок для прохода пара, м<sup>2</sup>

$$f_{\text{м.п}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{а.вн}}^2 - n d_{\text{нар}}^2) = \frac{3,14}{4} (0,8^2 - 187 \cdot 0,038^2) = 0,29.$$

Коэффициент, учитывающий сужение живого сечения межтрубного пространства

$$\varphi = \frac{1 - \frac{d_{\text{нар}}}{t}}{1 - 0,9 \left( \frac{d_{\text{нар}}}{t} \right)^2} = \frac{1 - \frac{0,038}{0,048}}{1 - \left( \frac{0,038}{0,048} \right)^2} = 0,56.$$

Расстояние между сегментными перегородками, м

$$l_c = \frac{f_{\text{м.п}}}{D_{\text{а.вн}} \left(1 - \frac{d_{\text{нар}}}{t}\right)} = \frac{0,29}{0,7 \left(1 - \frac{0,038}{0,048}\right)} = 1,74.$$

Эквивалентная длина пути теплоносителя, м

$$L_{\text{экв}} = l_c + D_{\text{а.вн}} - \frac{4}{3}b = 1,74 + 0,8 - \frac{4}{3}0,16 = 2,33 \text{ м},$$

где  $b = D_{\text{а.вн}}(0,2 - 0,4) = 0,8 \cdot 0,2 = 0,16$  м — расстояние от края сегментной перегородки до корпуса аппарата.

Площадь живого сечения межтрубного пространства с учетом перегородок

$$f_{\text{пр}} = \frac{f_{\text{м.п}} l_c \Phi}{L_{\text{экв}}} = \frac{0,29 \cdot 1,74 \cdot 0,56}{2,33} = 0,12 \text{ м}^2.$$

Скорость пара в межтрубном пространстве

$$\omega_{\text{п}} = \frac{D_{\text{п}}}{f_{\text{пр}} \rho_{\text{п}}} = \frac{7,576}{0,12 \cdot 4,17} = 15,14 \text{ м/с},$$

где  $D_{\text{п}}$  — массовый расход пара, кг/с;  $\rho_{\text{п}}$  — плотность пара, кг/м<sup>3</sup>.

Для вычисления коэффициента теплоотдачи от пара к трубке находят критерий Рейнольдса для пара

$$\text{Re} = \frac{\omega_{\text{п}} d_{\text{э}}}{\nu_{\text{п}}} = \frac{15,14 \cdot 0,019}{3,537 \cdot 10^{-6}} = 81\,328,8,$$

где  $d_{\text{э}}$  — эквивалентный диаметр, м

$$d_{\text{э}} = \frac{4f_{\text{пр}}}{U} = \frac{4 \cdot 0,12}{24,8} = 0,019,$$

где  $U = \pi(D_{\text{а.вн}} + nd_{\text{нар}}) = 3,14(0,8 + 187 \cdot 0,038) = 24,8$  м — смоченный периметр.

Критерий Рейнольдса соответствует установившемуся турбулентному движению пара, поэтому критерий Нуссельта будет определен по формуле

$$\text{Nu}_{\text{ж}} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} = 0,023 \cdot 81\,328,8^{0,8} \cdot 1,21^{0,4} = 210,4,$$

где Pr — число Прандтля для пара.

Из критериального уравнения Нуссельта находят коэффициент теплоотдачи от пара к стенке трубки

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{\text{Nu}_{\text{п}} \lambda_{\text{п}}}{d_{\text{э}}} = \frac{210,4 \cdot 0,0313}{0,019} = 346,6 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

где  $\lambda_{\text{п}}$  — коэффициент теплопроводности пара, Вт / (м<sup>2</sup>·°С).

Коэффициент теплопередачи в 1-й зоне, Вт/(м<sup>2</sup>·°С)

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ж}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + R_{нак} + \frac{1}{\alpha_{п}}} = \frac{1}{\frac{1}{7981,37} + \frac{0,001}{39} + 0,00033 + \frac{1}{346,6}} = 297,$$

где  $R_{нак} = 0,00033 \text{ м}^2 \cdot \text{°С}/\text{Вт}$  — термическое сопротивление накипи.

Считаем, что температурный напор в 1-й зоне не изменится  $\Delta t_1 = 83,98 \text{ °С}$ , тогда поверхность теплообмена 1-й зоны составит

$$F_1 = \frac{Q_1}{k_1 \Delta t_1} = \frac{568125}{297 \cdot 83,98} = 22,78 \text{ м}^2.$$

Так как температурный напор  $\Delta t_2 = 99,77 \text{ °С}$  во 2-й зоне не изменяется, то коэффициент теплопередачи останется прежним  $k_2 = 1357,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$ , а следовательно, поверхность теплообмена также не изменится  $F_2 = 114,5 \text{ м}^2$ .

Суммарная поверхность теплообмена

$$F = F_1 + F_2 = 22,78 + 114,5 = 137,3 \text{ м}^2.$$

Длина трубок, м, в одном ходу

$$h_{тр} = \frac{F}{\pi \cdot d_{ср} \cdot n_{тр}} = \frac{137,3}{3,14 \cdot 0,037 \cdot 187} = 6,4.$$

Принимаем четырехходовой подогреватель с внутренним диаметром кожуха  $D_{а.вн} = 700 \text{ мм}$ , диаметром трубок  $d = 38 \times 2$ , длиной трубок  $h_{тр} = 6 \text{ м}$ , поверхностью теплообмена  $F = 137,3 \text{ м}^2$ , площадью проходного сечения в трубном пространстве  $f_{т.п} = 0,15 \text{ м}^2$ , в межтрубном —  $f_{пр} = 0,12 \text{ м}^2$  [7].

#### 4.4. Гидравлический расчет кожухотрубчатого теплообменника

##### *Расчет мощности, необходимой для перемещения воды через подогреватель*

Этот расчет определяет количество энергии, затраченной на движение теплоносителей через аппарат. Гидравлическое сопротивление пароводяных теплообменников по межтрубному пространству, как правило, не определяется, так как его значение вследствие небольших скоростей и малой плотности пара мало.

Полный напор  $\Delta P$ , необходимый для движения жидкости или газа через теплообменник, определяется по следующей формуле, Па:

$$\Delta P = \Sigma \Delta P_{тр} + \Sigma \Delta P_{м} + \Sigma \Delta P_{у} + \Sigma \Delta P_{г},$$

где  $\Sigma \Delta P_{тр}$  — сумма гидравлических потерь на трение, Па;  $\Sigma \Delta P_{м}$  — сумма потерь напора в местных сопротивлениях, Па;  $\Sigma \Delta P_{у}$  — сумма потерь напора, обусловленных ускорением потока, Па;  $\Sigma \Delta P_{г}$  — перепад давления для преодоления гидростатического столба жидкости, Па.

Гидравлические потери на трение в каналах при продольном омывании пучка труб теплообменного аппарата определяются по формуле, Па

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{L}{d_3} \frac{\omega^2 \rho}{2},$$

где  $\lambda_{\text{тр}}$  — коэффициент сопротивления трения;  $L$  — суммарная длина трубок, м;  $d_3$  — эквивалентный диаметр, равный внутреннему диаметру трубок, м;  $\omega$  — средняя скорость воды на данном участке, м/с;  $\rho$  — плотность воды, кг/м<sup>3</sup>.

Коэффициент сопротивления трения для чистых трубок можно рассчитать по формуле

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{1}{(1,8 \cdot \ln \text{Re}_{\text{ж}} - 1,5)^2} = \frac{1}{(1,8 \cdot \ln 123\,475,61 - 1,5)^2} = 0,0028.$$

Вычисляем

$$\Delta P_{\text{тр}} = 0,0028 \frac{16}{0,036} \frac{1,8^2 \cdot 986,14}{2} = 1846 \text{ Па.}$$

Гидравлические потери давления, Па, в местных сопротивлениях определяются по формуле

$$\Delta P_{\text{м}} = \xi \frac{\omega^2 \rho}{2} = 1,5 \frac{1,8^2 \cdot 986,14}{2} = 2396,3,$$

где  $\xi$  — коэффициент местного сопротивления, его находят как сумму сопротивлений каждого элемента подогревателя ( $\xi = 1,5$ ).

Потери давления, Па, обусловленные ускорением потока вследствие изменения объема теплоносителя при постоянном сечении канала, определяются по формуле

$$\Delta P_{\text{у}} = \rho_2 \omega_2 - \rho_1 \omega_1,$$

где  $\rho_2$  и  $\rho_1$  — плотности теплоносителя в выходном и входном сечениях потока соответственно, кг/м<sup>3</sup>;  $\omega_2$  и  $\omega_1$  — скорости теплоносителя в выходном и входном сечениях потока соответственно, м/с.

Так как для капельных жидкостей потери давления  $\Delta P_{\text{у}}$  ничтожно малы, то они в расчет не принимаются ( $\Delta P_{\text{у}} = 0$ ).

Перепад давления для преодоления гидростатического столба жидкости равен нулю ( $\Delta P_{\text{г}} = 0$ ), так как данный подогреватель не сообщается с окружающей средой.

Полный напор, необходимый для движения воды через аппарат

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}} = 1846 + 23\,963 = 4242,3 \text{ Па.}$$

Мощность, необходимая для перемещения воды через подогреватель

$$N = \frac{G_{\text{в}} \Delta P}{1000 \eta} = \frac{0,0592 \cdot 4242,3}{1000 \cdot 0,85} = 0,294 \text{ кВт,}$$

где  $G_{\text{в}}$  — объемный расход воды, м<sup>3</sup>/с;  $\eta = 0,85$  — коэффициент полезного действия насоса.

### Расчет диаметров патрубков

Для определения размеров патрубков для воды (входной и выходной патрубки) вычисляют площадь сечения патрубка

$$F_{\text{пат}}^{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{\omega_{\text{в}}} = \frac{0,0592}{1,8} = 0,033 \text{ м}^2.$$

Тогда диаметр патрубка

$$d_{\text{пат}}^{\text{в}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{пат}}^{\text{в}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,033}{3,14}} = 0,2 \text{ м.}$$

Для определения диаметра входного патрубка пара задаются скоростью пара на входе в патрубок  $\omega_{\text{п}} = 35$  м/с и рассчитывают площадь сечения патрубка

$$F_{\text{пат}}^{\text{п}} = \frac{D_{\text{п}}}{\omega_{\text{п}} \rho_{\text{п}}} = \frac{7,576}{35 \cdot 4,17} = 0,052 \text{ м}^2,$$

где  $D_{\text{п}}$  — массовый расход пара, кг/с;  $\rho_{\text{п}}$  — плотность пара при средней температуре пара, кг/м<sup>3</sup>.

Тогда диаметр входного патрубка для ввода пара

$$d_{\text{пат}}^{\text{п}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{пат}}^{\text{п}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,052}{3,14}} = 0,257 \text{ м.}$$

Скорость конденсата в выходном патрубке принимают равной  $\omega_{\text{к}} = 3$  м/с. Плотность конденсата находят при температуре насыщения пара  $t_{\text{с}}$  по табл. 1 (прил. 2) ( $\rho_{\text{к}} = 907,4$  кг/м<sup>3</sup>).

Площадь сечения патрубка

$$F_{\text{пат}}^{\text{к}} = \frac{D_{\text{п}}}{\omega_{\text{к}} \rho_{\text{к}}} = \frac{7,576}{3 \cdot 907,4} = 0,0028 \text{ м}^2.$$

Тогда диаметр патрубка для выхода конденсата

$$d_{\text{пат}}^{\text{к}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{пат}}^{\text{к}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0028}{3,14}} = 0,06 \text{ м.}$$

Находят размеры патрубка для откачки воздуха. Принимают расход воздуха  $G_{\text{воз}} = 0,05D_{\text{п}} = 0,05 \cdot 7,576 = 0,38$  кг/с, скорость воздуха  $\omega_{\text{воз}} = 8$  м/с.

Площадь сечения патрубка

$$F_{\text{пат}}^{\text{воз}} = \frac{G_{\text{воз}}}{\omega_{\text{воз}} \rho_{\text{воз}}} = \frac{0,38}{8 \cdot 0,798} = 0,06 \text{ м}^2,$$

где  $\rho_{\text{воз}} = 0,798$  кг/м<sup>3</sup> — плотность воздуха при средней температуре пара (принимают по прил. 2, табл. 16).

Тогда диаметр патрубка для откачки воздуха

$$d_{\text{пат}}^{\text{воз}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{пат}}^{\text{воз}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,06}{3,14}} = 0,28 \text{ м.}$$

#### 4.5. Механический расчет кожухотрубчатого теплообменника

Механический расчет предполагает расчет основных узлов и деталей аппарата на прочность. Конструкция и элементы аппаратов должны рассчитываться на наибольшее допускаемое рабочее давление с учетом возможных температурных напряжений, особенностей технологии изготовления деталей, агрессивности действия рабочей среды и особенностей эксплуатации. Формулы для механического расчета основных элементов кожухотрубного теплообменника приведены в [1]. В данном курсовом проекте ограничимся выполнением теплового и гидравлического расчетов.

### 5. РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

#### 5.1. Устройство пластинчатого теплообменника

Пластинчатые теплообменные аппараты применяют для охлаждения и нагревания жидкостей, конденсации чистых паров и паров из парогазовых смесей, а также в качестве греющих камер выпарных аппаратов.

Пластинчатые теплообменники (рис. 5, а, б) имеют щелевидные каналы, образованные параллельными пластинками. Для интенсификации теплообмена и повышения компактности, пластинам при изготовлении придают различные профили (рис. 5, в, г), а между плоскими пластинами помещают профилированные вставки. Пластины штампуют из листовой стали (углеродистой, оцинкованной, легированной), алюминия, мельхиора, титана и других металлов и сплавов. Толщина пластин — 0,5...2 мм. Поверхность теплообмена одной пластины — 0,15...1,4 м<sup>2</sup>, расстояние между пластинами — 2...5 мм.

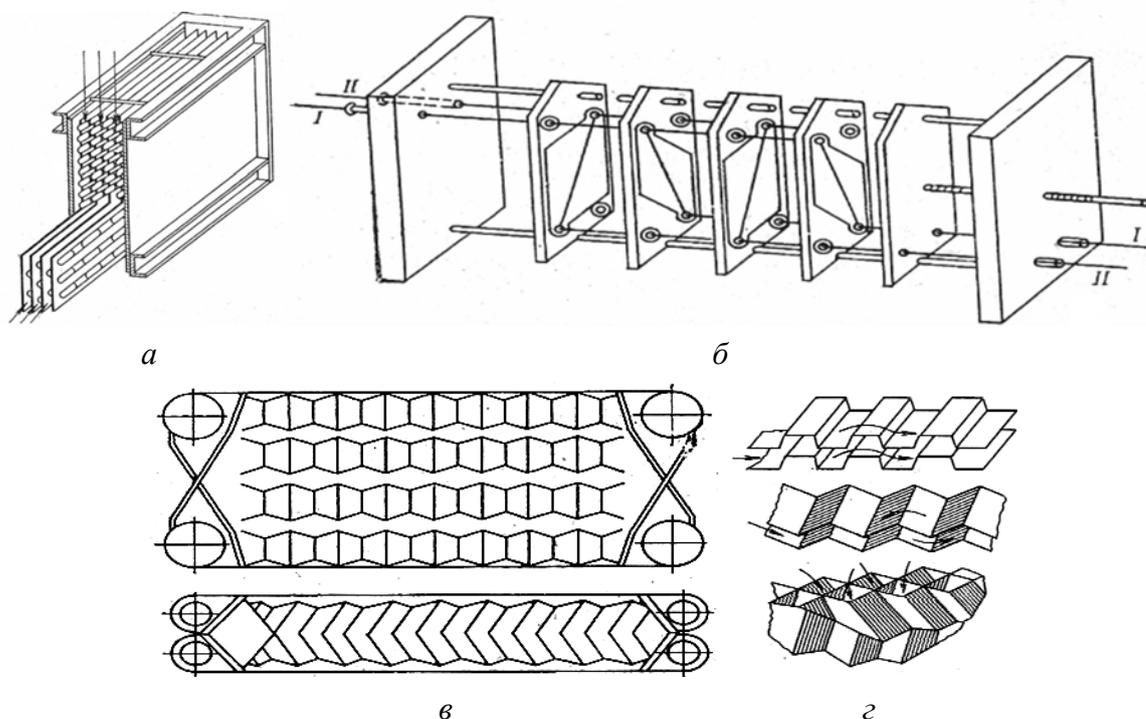


Рис. 5. Пластинчатые теплообменники: а — пластинчатый воздухоподогреватель; б — разборный пластинчатый теплообменник для тепловой обработки жидких сред; в — гофрированные пластины; г — профили каналов между пластинами; I, II — вход и выход теплоносителя

Теплообменники выполняют разборными и неразборными. В разборных аппаратах герметизацию каналов обеспечивают с помощью прокладок на основе синтетических каучуков. Их целесообразно применять при необходимости чистки поверхностей с обеих сторон. Они выдерживают температуру 20...150 °С и давление не более 2...2,5 МПа. Неразборные пластинчатые теплообменники выполняют сварными. Они могут работать при температуре до 400 °С и давлении до 3 МПа. Из попарно сваренных пластин изготавливают полуразборные теплообменники. К аппаратам этого же типа относятся блочные, которые набирают из блоков, образованных несколькими сваренными пластинами.

## 5.2. Задание на проектирование

Запроектировать разборный пластинчатый теплообменник для подогрева минерального масла МК конденсирующимся водяным паром при следующих условиях:

- 1) давление на стороне масла  $P_M = 0,6$  МПа;
- 2) температура масла на входе  $t'_M = 30$  °С;
- 3) температура масла на выходе  $t''_M = 90$  °С;
- 4) располагаемый расход пара  $D = 1,39$  кг/с;
- 5) температура греющего пара  $t_{п} = 143$  °С;
- 6) температура конденсации  $t_{н} = 133$  °С;
- 7) давление пара в конденсаторе  $P_k = 0,3$  МПа;
- 8) располагаемый напор на стороне масла  $\Delta P = 100$  кПа.

## 5.3. Тепловой расчет подогревателя

При заданной температуре пара  $t_{п} = 143$  °С и давлении пара в конденсаторе  $P_k = 0,3$  МПа по  $I-S$  диаграмме определяют состояние пара. Если он перегрет, то имеется две зоны теплообмена:

- 1) охлаждение пара от  $t_{п} = 143$  °С до  $t_{н} = 133$  °С;
- 2) конденсация насыщенного пара на пластинах.

Параметры теплоносителей находят по табл. 1 и 7 (прил. 2) при средних температурах масла  $t_{M,ср}$  и пара  $t_{п,ср}$ , °С

$$t_{M,ср} = 0,5(t'_M + t''_M);$$

$$t_{M,ср} = 0,5(30 + 90) = 60 \text{ °С},$$

где  $t'_M = 30$  °С — температура масла на входе в подогреватель;  $t''_M = 90$  °С — температура масла на выходе из подогревателя.

$$t_{п,ср} = 0,5(t_{п} + t_{н});$$

$$t_{п,ср} = 0,5(143 + 133) = 138 \text{ °С},$$

где  $t_{п} = 143$  °С — температура перегретого пара, °С;  $t_{н} = 133$  °С — температура насыщенного пара, °С, определяют по табл. 1 (прил. 2).

Для дальнейшего расчета выписывают физические характеристики теплоносителей при средних температурах (табл. 6).

Таблица 6

**Физические характеристики теплоносителей**

Физические величины	Для пара при $t_{п.ср} = 138 \text{ }^\circ\text{C}$	Для конденсата при $t_k = 133 \text{ }^\circ\text{C}$	Для масла при $t_{м.ср} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$
Плотность, $\text{кг/м}^3$	$\rho_{п} = 1,59$	$\rho_k = 932$	$\rho_{м} = 871,5$
Теплоемкость, $\text{кДж/(кг}\cdot\text{ }^\circ\text{C)}$	$c_{п} = 2,09$	$c_k = 4,19$	$c_{м} = 1,897$
Теплопроводность, $\text{Вт/(м}\cdot\text{ }^\circ\text{C)}$	$\lambda_{п} = 0,02791$	$\lambda_k = 0,685$	$\lambda_{м} = 0,1389$
Кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$	$\nu_{п} = 6,89 \cdot 10^{-6}$	$\nu_k = 0,228 \cdot 10^{-6}$	$\nu_{м} = 110,6 \cdot 10^{-6}$
Критерий Прандтля для среды	$Pr_{п} = 1,12$	$Pr_k = 1,33$	$Pr_{м} = 1320$
Теплота парообразования, $\text{кДж/кг}$	$r = 2160$	—	—

Количество теплоты, передаваемой в единицу времени

$$Q = D_{п} c_{п} (t_{п} - t_{н}) + D_{п} r = 1,39 \cdot 2,09 (143 - 133) + 1,39 \cdot 2160 = 3031,45 \text{ кВт.}$$

Расход нагреваемого масла заданным количеством пара составит

$$G_{м} = \frac{Q}{c_{м} (t''_{м} - t'_{м})} = \frac{3031,45}{1,897(90 - 30)} = 26,6 \text{ кг/с.}$$

Объемный расход масла

$$V = \frac{G_{м}}{\rho_{м}} = \frac{26,6}{871,5} = 0,0305 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Средний логарифмический температурный напор между теплоносителями рассчитывают по формуле

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_{\bar{6}} - \Delta t_{\bar{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{6}}}{\Delta t_{\bar{м}}}},$$

где  $\Delta t_{\bar{6}}$  — наибольший температурный напор между теплоносителями,  $^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t_{\bar{м}}$  — наименьший температурный напор между теплоносителями,  $^\circ\text{C}$ .

Схема потоков в аппарате

$$143 \text{ }^\circ\text{C} \longrightarrow 133 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$30 \text{ }^\circ\text{C} \longleftarrow 90 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температурные напоры

$$\Delta t_{\bar{6}} = 143 - 30 = 113 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\bar{м}} = 133 - 90 = 43 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Средний логарифмический температурный напор

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{113 - 43}{\ln \frac{113}{43}} = 72,45 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Расчет поверхности теплообмена ведем методом последовательных приближений.

*Первое приближение.* Для определения ориентировочной площади поверхности теплообмена аппарата задаются значением коэффициента теплопередачи для двух теплоносителей — конденсирующийся пар, масло —  $k_{\text{оп}} = 300 \dots 500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  (прил. 2, табл. 8).

Принимаем  $k_{\text{оп}} = 445 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ .

Ориентировочная поверхность теплообмена

$$F_{\text{оп}} = \frac{Q}{k_{\text{оп}} \Delta t_{\text{cp}}} = \frac{3\,031\,450}{445 \cdot 72,45} = 94 \text{ м}^2.$$

По табл. 9 (прил. 2) принимаем пластинчатый теплообменник с разборными сдвоенными пластинами (прил. 2, табл. 10), с площадью теплообмена  $F_{\text{оп}} = 100 \text{ м}^2$ .

Аппарат проектируем на базе пластин APV ПР-0,5Е (прил. 2, табл. 11) со следующими характеристиками:

площадь поверхности теплообмена —  $0,5 \text{ м}^2$ ;

эквивалентный диаметр —  $0,008 \text{ м}$ ;

площадь поперечного сечения канала —  $0,0018 \text{ м}^2$ ;

приведенная длина канала —  $1,15 \text{ м}$ ;

шаг гофр —  $0,018 \text{ м}$ ;

высота гофр —  $0,004 \text{ м}$ ;

ширина канала —  $0,45 \text{ м}$ ;

средний зазор в канале для прохода среды —  $0,004 \text{ м}$ ;

габаритные размеры пластины:

длина —  $1,38 \text{ м}$ , ширина —  $0,5 \text{ м}$ , толщина —  $1 \text{ мм}$ ;

масса одной пластины —  $5,4 \text{ кг}$ ;

диаметр присоединяемых штуцеров —  $150 \text{ мм}$ .

Материал для изготовления пластин — нержавеющая сталь AISI с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_{\text{ст}} = 15,9 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ .

Удельная тепловая нагрузка аппарата приблизительно будет

$$q = \frac{Q}{F_{\text{оп}}} = \frac{3\,031\,450}{100} = 30\,314,5 \text{ Вт}/\text{м}^2.$$

В зависимости от удельной тепловой нагрузки критерий Рейнольдса для стекающей пленки конденсата определяют по формуле

$$\text{Re}_k = \frac{qL_{\text{п}}}{r \cdot \rho_k \cdot \nu_k} = \frac{30\,314,5 \cdot 1,15}{2\,160\,000 \cdot 932 \cdot 0,228 \cdot 10^{-6}} = 75,95,$$

где  $L_{\text{п}}$  — приведенная длина канала, м;  $r$  — скрытая теплота парообразования, Дж/кг;  $\rho_{\text{к}}$  — плотность конденсата, кг/м<sup>3</sup>;  $\nu_{\text{к}}$  — кинематическая вязкость конденсата, м<sup>2</sup>/с.

Критерий Нуссельта при условии конденсации пара для пластины ПР-0,5Е (прил. 2, табл. 12) определяют по формуле

$$\text{Nu}_{\text{к}} = 240 \text{Re}_{\text{к}}^{0,7} \text{Pr}_{\text{к}}^{0,4} = 240 \cdot 75,95^{0,7} \cdot 1,33^{0,4} = 5573,4,$$

где  $\text{Pr}_{\text{к}}$  — число Прандтля для конденсата.

Коэффициент теплоотдачи от пленки конденсата к стенке

$$\alpha_{\text{к}} = \frac{\text{Nu}_{\text{к}} \lambda_{\text{к}}}{L_{\text{п}}} = \frac{5573,6 \cdot 0,685}{1,15} = 3320 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}),$$

где  $\lambda_{\text{к}}$  — теплопроводность конденсата, Вт/(м·°С).

Для ориентировочного расчета рационального значения скорости масла принимают  $\xi_{\text{м}} = 3,0$ ;  $\alpha_{\text{м}} = 800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ .

Рассчитывают среднюю температуру стенки

$$t_{\text{с.ср}} = \frac{t_{\text{м.ср}} + t_{\text{п.ср}}}{2} = \frac{60 + 138}{2} = 99 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Скорость движения теплоносителя

$$\begin{aligned} \omega_{\text{м}} &= 2^3 \sqrt{\frac{\alpha_{\text{м}} (t_{\text{с.ср}} - t_{\text{м.ср}}) \Delta p}{c_{\text{м}} (t_{\text{м}}'' - t_{\text{м}}') \rho_{\text{м}}^2 \xi_{\text{м}}}} = \\ &= 2^3 \sqrt{\frac{800(99 - 60)100000}{1897(90 - 30)871,5^2 \cdot 3}} = 0,458 \text{ м}/\text{с}, \end{aligned}$$

где  $\Delta p = 100\,000 \text{ Па}$  — располагаемый напор на преодоление гидравлических сопротивлений потоком масла;  $c_{\text{м}}$  — теплоемкость масла, кДж/(кг·°С);  $\rho_{\text{м}}$  — плотность масла, кг/м<sup>3</sup>.

Критерий Рейнольдса для потока масла

$$\text{Re}_{\text{м}} = \frac{\omega_{\text{м}} d_{\text{э}}}{\nu_{\text{м}}} = \frac{0,458 \cdot 0,008}{110,6 \cdot 10^{-6}} = 33,13,$$

где  $d_{\text{э}}$  — эквивалентный диаметр канала пластины, м;  $\nu_{\text{м}}$  — кинематическая вязкость масла, м<sup>2</sup>/с.

Проверяют принятый коэффициент общего гидравлического сопротивления (см. прил. 2, табл. 12)

$$\xi_{\text{м}} = 22,4 \text{Re}^{-0,25} = \frac{22,4}{33,13^{0,25}} = 9,3 > 3,0.$$

Поскольку значение коэффициента гидравлического сопротивления отличается от принятого более чем на 5 %, то выполняют поправочный перерасчет скорости.

Принимаем  $\xi_M = 10,5$ ;  $\alpha_M = 800 \text{ Вт}/(\text{ м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{С})$ .

Скорость движения теплоносителя

$$\begin{aligned}\omega_M &= 2\sqrt[3]{\frac{\alpha_M (t_{\text{ст.ср}} - t_{\text{м.ср}}) \Delta p}{c_M (t''_M - t'_M) \rho_M^2 \xi_M}} = \\ &= 2\sqrt[3]{\frac{800(99 - 60)100\,000}{1897(90 - 30)871,5^2 \cdot 10,5}} = 0,30 \text{ м}/\text{с}\end{aligned}$$

Критерий Рейнольдса для потока масла

$$\text{Re}_M = \frac{\omega_M d_{\text{э}}}{\nu_M} = \frac{0,30 \cdot 0,008}{110,6 \cdot 10^{-6}} = 21,7.$$

Коэффициент общего гидравлического сопротивления

$$\xi_M = \frac{22,4}{\text{Re}^{0,25}} = \frac{22,4}{21,7^{0,25}} = 10,38.$$

Полученный коэффициент общего гидравлического сопротивления удовлетворяет заданному значению.

Критерий Нуссельта для потока масла (см. прил. 2, табл. 12)

$$\begin{aligned}\text{Nu}_M &= 0,135 \cdot \text{Re}_M^{0,73} \text{Pr}_M^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_M}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,135 \cdot 21,7^{0,73} \cdot 1320^{0,43} \left( \frac{1320}{327} \right)^{0,25} = 39,7,\end{aligned}$$

где  $\text{Pr}_M$  — критерий Прандтля для масла;  $\text{Pr}_{\text{ст}}$  — критерий Прандтля для масла при средней температуре стенки  $t_{\text{с.ср}} = 99 \text{ }^\circ\text{С}$ .

Коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому маслу

$$\alpha_M = \frac{\text{Nu}_M \lambda_M}{d_{\text{э}}} = \frac{39,7 \cdot 0,1389}{0,008} = 690,1 \text{ Вт}/(\text{ м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{С}),$$

где  $\lambda_M$  — теплопроводность масла,  $\text{Вт}/(\text{ м} \cdot \text{ }^\circ\text{С})$ .

Коэффициент теплопередачи в аппарате

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_M}} = \frac{1}{\frac{1}{3320} + \frac{0,001}{15,9} + \frac{1}{690,1}} = 551,5 \text{ Вт}/(\text{ м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{С}).$$

Площадь поверхности теплопередачи в первом приближении

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{3\,031\,450}{551,5 \cdot 72,45} = 75,8 \text{ м}^2.$$

Так как полученная площадь поверхности теплообмена меньше заданной площади ( $F_{\text{оп}} = 100 \text{ м}^2$ ), то принимают новое значение поверхности теплообмена и делают перерасчет.

*Второе приближение.* Принимаем площадь поверхности теплообмена  $F_{\text{оп}} = 75 \text{ м}^2$ .

Величина удельной тепловой нагрузки

$$q = \frac{Q}{F_{\text{оп}}} = \frac{3\,031\,450}{75} = 40\,419,3 \text{ Вт/м}^2.$$

Число Рейнольдса для пленки конденсата

$$\text{Re}_k = \frac{qL_{\text{п}}}{r\rho_k\nu_k} = \frac{40\,419,3 \cdot 1,15}{2\,160\,000 \cdot 932 \cdot 0,228 \cdot 10^{-6}} = 101,3.$$

Критерий Нуссельта для конденсата

$$\text{Nu}_k = 240\text{Re}_k^{0,7} \text{Pr}_k^{0,4} = 240 \cdot 101,3^{0,7} \cdot 1,33^{0,4} = 6817.$$

Коэффициент теплоотдачи от пленки конденсата к стенке

$$\alpha_k = \frac{\text{Nu}_k \lambda_k}{L_{\text{п}}} = \frac{6817 \cdot 0,685}{1,15} = 4060,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Коэффициент теплопередачи в аппарате

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_m}} = \frac{1}{\frac{1}{4060,5} + \frac{0,001}{15,9} + \frac{1}{690,1}} = 568,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Площадь поверхности теплопередачи в первом приближении

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{\text{ср}}} = \frac{3\,031\,450}{568,8 \cdot 72,45} = 73,6 \text{ м}^2.$$

Полученное значение  $F$  отличается от  $F_{\text{оп}}$  не более чем на 5 %, поэтому оставляем принятое значение.

#### **5.4. Компонировочный расчет и уточнение рабочей поверхности теплообменного аппарата**

Площади поперечного сечения пакетов теплообменника со стороны масла находят по формуле

$$f_{\text{п.м}} = \frac{V_{\text{м}}}{\omega_{\text{м}}} = \frac{0,0305}{0,30} = 0,10 \text{ м}^2,$$

где  $V_{\text{м}}$  — объемный расход масла,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Число каналов в одном пакете для масла

$$m_{\text{м}} = \frac{f_{\text{п.м}}}{f_1} = \frac{0,1}{0,0018} = 56,5 \approx 57,$$

где  $f_1$  — площадь поперечного сечения одного канала,  $\text{м}^2$ .

Поверхность теплообмена одного пакета

$$F_{\Pi} = F_1 n_{\Pi} = 0,5 \cdot 114 = 57 \text{ м}^2,$$

где  $F_1$  — площадь поверхности теплообмена одной пластины,  $\text{м}^2$ ;  $n_{\Pi} = 2m_{\text{м}}$  — число пластин в пакете.

Число пакетов теплообменника со стороны масла

$$X_{\text{м}} = \frac{F}{F_{\Pi}} = \frac{75}{57} = 1,3.$$

Так как число пакетов не может быть дробным числом, то необходимо рассмотреть два варианта компоновки пакетов: в первом варианте  $X_{\text{м}} = 1$ ; во втором  $X_{\text{м}} = 2$ .

*Первый вариант.*  $X_{\text{м}} = 1$ .

Общее число пластин в аппарате

$$n_{\Pi} = \frac{F + 2F_1}{F_1} = \frac{75 + 2 \cdot 0,5}{0,5} = 152,$$

тогда число каналов в аппарате

$$m = n_{\Pi} - 1 = 152 - 1 = 151.$$

Выбираем компоновочную схему  $G_x = \frac{76}{75}$ .

При этом фактическая площадь поперечного сечения пакета со стороны масла

$$f_{\Pi, \text{м}} = m_{\text{м}} f_1 = 75 \cdot 0,0018 = 0,135 \text{ м}^2.$$

Фактическая скорость движения масла в каналах

$$\omega_{\text{м}} = \frac{V_{\text{м}}}{f_{\Pi, \text{м}}} = \frac{0,0305}{0,135} = 0,226 \text{ м/с.}$$

При этих условиях определяем параметры

$$\text{Re}_{\text{м}} = \frac{\omega_{\text{м}} d_{\text{э}}}{\nu_{\text{м}}} = \frac{0,226 \cdot 0,008}{110,6 \cdot 10^{-6}} = 16,35;$$

$$\text{Nu}_{\text{м}} = 0,135 \cdot \text{Re}_{\text{м}}^{0,73} \cdot \text{Pr}_{\text{м}}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_{\text{м}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} =$$

$$= 0,135 \cdot 16,35^{0,73} \cdot 1320^{0,43} \left( \frac{1320}{327} \right)^{0,25} = 32,3;$$

$$\alpha_{\text{м}} = \frac{\text{Nu}_{\text{м}} \cdot \lambda_{\text{м}}}{d_{\text{э}}} = \frac{32,3 \cdot 0,1389}{0,008} = 561,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C});$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_M}} = \frac{1}{\frac{1}{4060,5} + \frac{0,001}{15,9} + \frac{1}{561,3}} = 478,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C});$$

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}} = \frac{3\,031\,450}{478,3 \cdot 72,45} = 87,5 \text{ м}^2 \approx 88 \text{ м}^2 > 70 \text{ м}^2.$$

Из расчета видно, что общая рабочая поверхность аппарата увеличилась вследствие уменьшения скорости масла.

Общее гидравлическое сопротивление подогревателя со стороны масла, Па

$$\Delta P_M = \xi_M \frac{L_{II}}{d_3} \frac{\rho_M \omega_M^2}{2} X_M = 11,1 \frac{1,15}{0,008} \frac{871,5 \cdot 0,226^2}{2} = 35\,193,$$

где  $\xi_M = \frac{22,4}{\text{Re}^{0,25}} = \frac{22,4}{16,35^{0,25}} = 11,1$  — коэффициент общего гидравлического сопротивления со стороны масла.

Сопоставление с располагаемым напором  $\Delta P = 100$  кПа показывает, что напор не используется в ущерб процессу теплоотдачи.

*Второй вариант.*  $X_M = 2$ .

Выбираем компоновочную схему  $G_x = \frac{76}{37 + 38}$ .

При этом фактическая площадь поперечного сечения пакета со стороны масла

$$f_{п.м} = m_M f_1 = 37 \cdot 0,0018 = 0,067 \text{ м}^2.$$

Фактическая скорость движения масла в каналах

$$\omega_M = \frac{V_M}{f_{п.м}} = \frac{0,0305}{0,067} = 0,455 \text{ м/с}.$$

При этих условиях определяем параметры

$$\text{Re}_M = \frac{\omega_M d_3}{\nu_M} = \frac{0,455 \cdot 0,008}{110,6 \cdot 10^{-6}} = 32,9;$$

$$\begin{aligned} \text{Nu}_M &= 0,135 \cdot \text{Re}_M^{0,73} \cdot \text{Pr}_M^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_M}{\text{Pr}_{ст}} \right)^{0,25} = \\ &= 0,135 \cdot 32,9^{0,73} \cdot 1320^{0,43} \left( \frac{1320}{327} \right)^{0,25} = 53,9; \end{aligned}$$

$$\alpha_M = \frac{\text{Nu}_M \lambda_M}{d_3} = \frac{53,9 \cdot 0,1389}{0,008} = 935 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C});$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_m}} = \frac{1}{\frac{1}{4060,5} + \frac{0,001}{15,9} + \frac{1}{935}} = 725,3 \text{ Вт/( м}^2 \cdot \text{°C)};$$

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}} = \frac{3\,031\,450}{725,3 \cdot 72,45} = 57,7 \text{ м}^2 < 75 \text{ м}^2.$$

Из расчета видно, что общая рабочая поверхность аппарата уменьшилась вследствие увеличения скорости масла.

Общее гидравлическое сопротивление подогревателя со стороны масла, Па

$$\Delta P_m = \xi_m \frac{L_{II} \rho_m \omega_m^2}{d_3} X_m = 9,3 \frac{1,15}{0,008} \frac{871,5 \cdot 0,455^2}{2} 2 = 241\,202,$$

где  $\xi_m = \frac{22,4}{\text{Re}^{0,25}} = \frac{22,4}{32,9^{0,25}} = 9,3$  — коэффициент общего гидравлического сопротивления со стороны масла.

При данной схеме располагаемый напор недостаточен для преодоления потоком масла гидравлических сопротивлений, поэтому принимают в качестве рабочей схемы вариант 1. К установке принимаем пластинчатый теплообменник ПТ-РС-0,5-88-2К, с поверхностью теплообмена  $F = 88 \text{ м}^2$  и со схемой компоновки пластин  $G_x = \frac{76}{75}$ .

### 5.5. Гидромеханический расчет пластинчатого теплообменника

Площадь проходного сечения присоединяемых штуцеров диаметром  $d_{шт} = 150 \text{ мм}$

$$f_d = \frac{\pi d_{шт}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,15^2}{4} = 0,035 \text{ м}^2.$$

Скорость движения масла в штуцере

$$\omega_{м.шт} = \frac{V_m}{f_d} = \frac{0,0305}{0,035} = 0,87 \text{ м/с.}$$

Так как  $\omega_m > \omega_{м.шт}$ , то принимаем потери давления на местное сопротивление  $\xi_{шт} = 1,5$ .

Потери давления в штуцере

$$\Delta P_{шт} = \xi_m \frac{\rho_m \omega_{м.шт}^2}{2} = 1,5 \frac{871,5 \cdot 0,87^2}{2} = 495 \text{ Па.}$$

Общее сопротивление теплообменного аппарата со стороны масла составит

$$\Delta P = \Delta P_m + 2 \Delta P_{шт} = 35\,193 + 990 = 36\,183 \text{ Па.}$$

Мощность, необходимая для преодоления потерь давления при прокачивании масла через теплообменник

$$N_p = \frac{V_M \Delta P}{\eta_H} = \frac{0,0305 \cdot 36\,183}{0,7} = 1576,5 \text{ Вт},$$

где  $\eta_H = 0,7$  — КПД насоса, определяется характеристиками  $V$  и  $\Delta P$ .

## 6. РАСЧЕТ СПИРАЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

### 6.1. Устройство спирального теплообменника

Спиральные теплообменники — аппараты, в которых каналы для теплоносителей образованы двумя свернутыми в спирали на специальном станке листами (рис. 6). Расстояние между ними фиксируется приваренными бобышками или штифтами. Навивку спиральных теплообменников производят из рулонной стали шириной 0,2...1,5 м с поверхностями нагрева 3,2...100 м<sup>2</sup> при расстоянии между листами 8...12 мм и толщине стенок 2 мм для давления до 0,3 МПа и 3 мм — до 0,6 МПа. Зарубежные фирмы изготавливают специальные теплообменники из рулонного материала (углеродистых и легированных сталей, никеля, титана, алюминия, их сплавов и некоторых других) шириной 0,1...1,8 м, толщиной 2...8 мм при расстоянии между листами 5...25 мм. Поверхности нагрева составляют 0,5...160 м<sup>2</sup>.

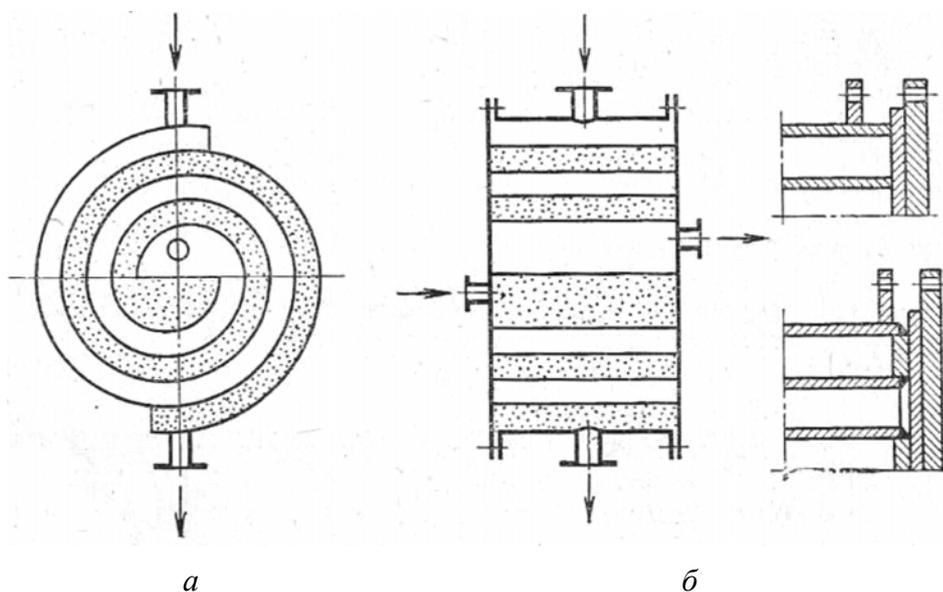


Рис. 6. Спиральный теплообменник: *a* — принципиальная схема спирального теплообменника; *б* — способы соединения спиралей с торцевыми крышками

Спиральные теплообменники устанавливают по штуцерам горизонтально и вертикально. Их часто монтируют блоками по 2, 4, 8 аппаратов и применяют для нагревания и охлаждения жидкостей и растворов. Вертикальные аппараты используют также для конденсации чистых паров и паров из парогазовых смесей. В последнем случае на коллекторе для конденсата имеется штуцер для удаления неконденсирующегося газа.

## 6.2. Задание на проектирование

Для охлаждения 20%-го раствора КОН необходимо запроектировать спиральный теплообменник, который будет работать при следующих условиях:

- 1) количество раствора КОН  $G_p = 35$  т/ч ;
- 2) начальная температура раствора  $t_1 = 90$  °С;
- 3) конечная температура раствора  $t_2 = 50$  °С;
- 4) температура охлаждающей воды на входе в аппарат  $t_3 = 20$  °С;
- 5) температура охлаждающей воды на выходе из аппарата  $t_4 = 40$  °С.

## 6.3. Тепловой расчет охладителя

Физические параметры теплоносителей определяют при их средних температурах.

Средняя температура раствора КОН

$$t_{p,cp} = 0,5(t_1 + t_2) = 0,5(90 + 50) = 70 \text{ °С},$$

где  $t_1 = 90$  °С — температура раствора на входе в охладитель;  $t_2 = 50$  °С — температура раствора на выходе из охладителя.

Средняя температура воды

$$t_{в,cp} = 0,5(t_3 + t_4) = 0,5(20 + 40) = 30 \text{ °С},$$

где  $t_3 = 20$  °С — температура охлаждающей воды на входе в аппарат;  $t_4 = 40$  °С — температура охлаждающей воды на выходе из аппарата.

Для дальнейшего расчета данные физических параметров принимают для воды (прил. 2, табл. 2), раствора КОН — по прил. 2, табл. 13 и рис. 3, 4, 5. Данные выписывают в табл. 7.

Таблица 7

Физические характеристики теплоносителей

Физические величины	Для 20%-го раствора КОН при $t_{p,cp} = 70$ °С	Для воды при $t_{в,cp} = 30$ °С
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	$\rho_p = 1160$	$\rho_в = 997$
Теплоемкость, кДж/(кг·°С)	$c_p = 3,37$	$c_в = 4,174$
Теплопроводность, Вт/(м·°С)	$\lambda_p = 0,667$	$\lambda_в = 0,618$
Кинематическая вязкость, м <sup>2</sup> /с	$\nu_p = 0,710 \cdot 10^{-6}$	$\nu_в = 0,805 \cdot 10^{-6}$
Критерий Прандтля для среды $Pr = \frac{v \cdot c \cdot \rho}{\lambda}$	$Pr_p = 4,16$	$Pr_в = 5,41$

Тепловая нагрузка аппарата

$$Q = G_p c_p (t_1 - t_2) = 9,72 \cdot 3,73 (90 - 50) = 1450,2, \text{ кВт},$$

где  $G_p = 9,72$  кг/с — расход раствора КОН;  $c_p = 3,73$  кДж/(кг·°С) — теплоемкость раствора.

Расход охлаждающей воды составит

$$G_B = \frac{Q}{c_B(t_4 - t_3)} = \frac{1450,2}{4,174(40 - 20)} = 15,7 \text{ кг/с},$$

где  $c_B = 4,174 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{°C)}$  — теплоемкость воды.

Средний логарифмический температурный напор при заданных значениях температур теплоносителей рассчитывают по формуле

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{\delta}} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{\delta}}}{\Delta t_M}},$$

где  $\Delta t_{\bar{\delta}}$  — наибольший температурный напор между теплоносителями, °C;  
 $\Delta t_M$  — наименьший температурный напор между теплоносителями, °C.

Схема потоков в аппарате:

$$\begin{array}{l} 90 \text{ °C} \longrightarrow 50 \text{ °C}; \\ 40 \text{ °C} \longleftarrow 20 \text{ °C}. \end{array}$$

Температурные напоры

$$\Delta t_{\bar{\delta}} = 90 - 40 = 50 \text{ °C};$$

$$\Delta t_M = 50 - 20 = 30 \text{ °C}.$$

Средний логарифмический температурный напор

$$\Delta t_{cp} = \frac{50 - 30}{\ln \frac{50}{30}} = 39 \text{ °C}.$$

Задаваясь скоростью движения раствора  $\omega_p = 1 \text{ м/с}$  (скорость движения теплоносителей в спиральных каналах не должна превышать: для жидкостей — 3, для пара — 70 и для газа — 30 м/с), находят площадь сечения канала теплообменника

$$f = \frac{G_p}{\rho_p \omega_p} = \frac{9,72}{1160 \cdot 1} = 0,00838 \text{ м}^2,$$

где  $\rho_p = 1160 \text{ кг/м}^3$  — плотность раствора КОН.

Отсюда эффективная высота теплообменника (эффективная ширина ленты)

$$b_e = f / \delta = 0,00838 / 0,012 = 0,698 \text{ м}.$$

Принимаем ширину ленты  $b_e = 0,7 \text{ м}$  (прил. 2, табл. 15), тогда площадь поперечного сечения канала

$$f = b_e \delta = 0,012 \cdot 0,7 = 0,0084 \text{ м}^2.$$

Эквивалентный диаметр спирального теплообменника находят по формуле

$$d_3 = \frac{2b\delta}{b + \delta} = \frac{2 \cdot 0,7 \cdot 0,012}{0,012 + 0,7} = 0,0236 \text{ м},$$

где  $b$  — ширина полосы спирального теплообменника (принимается 0,2...1,5), м;  $\delta$  — ширина канала (зазор между спиралями), принимается равной 0,008...0,025 м (см. прил. 2, табл. 15).

Действительная скорость движения раствора КОН по каналу теплообменника

$$\omega_p = \frac{G_p}{f\rho_p} = \frac{15,7}{0,0084 \cdot 1160} = 1,6 \text{ м/с.}$$

Скорость охлаждающей воды в канале теплообменника

$$\omega_B = \frac{G_B}{f\rho_B} = \frac{15,7}{0,0084 \cdot 997} = 1,87 \text{ м/с.}$$

Критерий Рейнольдса для раствора

$$Re_p = \frac{\omega_p d_э}{\nu_p} = \frac{1,6 \cdot 0,024}{0,71 \cdot 10^{-6}} = 54 \text{ 085,}$$

где  $\nu_p = 0,71 \cdot 10^{-6}$  — кинематическая вязкость раствора КОН.

Рассчитывают наружный диаметр спирали (рис. 7), м

$$D = d + 2 \cdot N \cdot t + \delta_c,$$

где  $d = 2r + t$  — внутренний диаметр спирального теплообменника, м;  $r = 0,15$  м — внутренний радиус спиралей (см. прил. 2, табл. 15);  $N$  — число витков спиралей, принимаем  $N = 24$  (четное число);  $t = \delta + \delta_c = 0,012 + 0,004 = 0,016$  м — шаг спирали;  $\delta_c$  — толщина стенки теплообменника, принимается в зависимости от давления: при давлении до 0,3 МПа  $\delta_c = 2$  мм, при давлении до 0,6 МПа  $\delta_c = 3$  мм.

$$d = 2 \cdot 0,15 + 0,016 = 0,316 \text{ м;}$$

$$D = 0,316 + 2 \cdot 24 \cdot 0,016 + 0,004 = 1,088 \text{ м.}$$

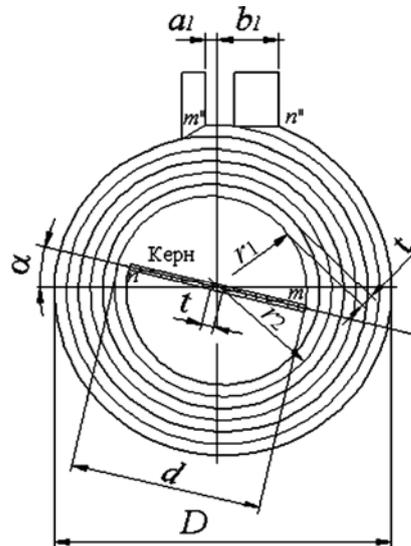


Рис. 7. Схема к расчету геометрических размеров спирального теплообменника

Критическое значение числа Рейнольдса

$$\text{Re}_p^{\text{кр}} = 20000 \left( \frac{d_3}{D} \right)^{0,32} = 20000 \left( \frac{0,024}{1,088} \right)^{0,32} = 5902.$$

Так как полученное значение  $\text{Re}_p > \text{Re}_p^{\text{кр}}$ , то режим движения раствора КОН по каналам аппарата — турбулентный.

Критерий Нуссельта для раствора

$$\begin{aligned} \text{Nu}_p &= 0,021 \cdot \text{Re}_p^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,33} \left( 1 + 3,54 \frac{d_3}{D} \right) = \\ &= 0,023 \cdot 54085^{0,8} \cdot 4,16^{0,33} \left( 1 + 3,54 \frac{0,024}{1,088} \right) = 221,6, \end{aligned}$$

где  $\text{Pr}_p = 4,16$  — критерий Прандтля для раствора КОН.

Коэффициент теплоотдачи от раствора КОН к стенке теплообменника

$$\alpha_p = \frac{\text{Nu}_p \lambda_p}{d_3} = \frac{221,6 \cdot 0,667}{0,024} = 6159,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

где  $\lambda_p = 0,667 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$  — теплопроводность раствора.

Значение Рейнольдса для воды

$$\text{Re}_B = \frac{\omega_B d_3}{\nu_B} = \frac{1,87 \cdot 0,024}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 55\,752,$$

где  $\nu_B = 0,805 \cdot 10^{-6}$  — кинематическая вязкость воды.

Критерий Нуссельта для воды

$$\begin{aligned} \text{Nu}_p &= 0,021 \cdot \text{Re}_B^{0,8} \cdot \text{Pr}_B^{0,33} \left( 1 + 3,54 \frac{d_3}{D} \right) = \\ &= 0,021 \cdot 55752^{0,8} \cdot 5,41^{0,33} \left( 1 + 3,54 \frac{0,024}{1,088} \right) = 247,6, \end{aligned}$$

где  $\text{Pr}_B = 5,41$  — критерий Прандтля для воды.

Коэффициент теплоотдачи от стенки теплообменника к охлаждающей воде

$$\alpha_B = \frac{\text{Nu}_B \lambda_B}{d_3} = \frac{247,6 \cdot 0,618}{0,024} = 6377 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

где  $\lambda_B = 0,618 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$  — теплопроводность воды.

Задаваясь материалом изготовления стенок аппарата — сталь X18H10T с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_c = 16 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ , находят коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_B}} = \frac{1}{\frac{1}{6159,6} + \frac{0,002}{16} + \frac{1}{6377}} = 2251,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Поверхность теплопередачи спирального теплообменного аппарата

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{cp}} = \frac{1\,450\,200}{2251,4 \cdot 39} = 16,5 \text{ м}^2.$$

Эффективная длина спирали

$$L = \frac{F}{2b_e} = \frac{16,5}{2 \cdot 1,25} = 11,78 \text{ м.}$$

Число витков обеих спиралей

$$N = \sqrt{\frac{2L}{\pi t} + x^2} - x = \sqrt{\frac{2 \cdot 11,78}{3,14 \cdot 0,016} + 9,4^2} - 9,4 = 14,2 \approx 14,$$

где  $x = \frac{1}{2} \left( \frac{d}{t} - 1 \right) = \frac{1}{2} \left( \frac{0,316}{0,016} - 1 \right) = 9,4.$

Принимают полученное значение числа витков спирали  $N = 14$  и уточняют расчет.

Наружный диаметр спирали

$$D = 0,316 + 2 \cdot 14,2 \cdot 0,016 + 0,002 = 0,772 \text{ м.}$$

Критерий Нуссельта для раствора КОН

$$\begin{aligned} \text{Nu}_p &= 0,021 \cdot \text{Re}_p^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,33} \left( 1 + 3,54 \frac{d_3}{D} \right) = \\ &= 0,021 \cdot 54085^{0,8} \cdot 9,4^{0,33} \left( 1 + 3,54 \frac{0,024}{0,772} \right) = 298,6. \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи от раствора КОН к стенке теплообменника

$$\alpha_p = \frac{\text{Nu}_p \cdot \lambda_p}{d_3} = \frac{298,2 \cdot 0,667}{0,024} = 8299 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Критерий Нуссельта для воды

$$\begin{aligned} \text{Nu}_p &= 0,021 \cdot \text{Re}_B^{0,8} \cdot \text{Pr}_B^{0,33} \left( 1 + 3,54 \frac{d_3}{D} \right) = \\ &= 0,021 \cdot 55752^{0,8} \cdot 5,41^{0,33} \left( 1 + 3,54 \frac{0,024}{0,772} \right) = 256,7. \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки теплообменника к охлаждающей воде

$$\alpha_B = \frac{\text{Nu}_B \lambda_B}{d_3} = \frac{256,7 \cdot 0,618}{0,024} = 6611 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Коэффициент теплопередачи от раствора к воде

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_B}} = \frac{1}{\frac{1}{8299} + \frac{0,002}{16} + \frac{1}{6611}} = 2520 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Поверхность теплопередачи спирального теплообменного аппарата

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{cp}} = \frac{1\,450\,200}{2520 \cdot 39} = 14,75 \text{ м}^2.$$

Эффективная длина спирали

$$L = \frac{F}{2b_e} = \frac{14,75}{2 \cdot 0,7} = 10,5 \text{ м.}$$

#### 6.4. Конструктивный расчет

Для определения геометрических размеров теплообменника исходят из размеров внутреннего радиуса спиралей, ширины канала (шага ленты спиралей) и ширины ленты, из которой производится навивка.

Ширина полосы, из которой изготавливается теплообменник

$$b = b_3 + 20 = 700 + 20 = 720 \text{ мм.}$$

Каждый виток спирали строится по двум радиусам (см. рис. 7):

первый виток по радиусам  $r_1 = r$ ;  $r_2 = r_1 + t = 0,15 + 0,016 = 0,166$ ;

второй виток по радиусам  $r_3 = r_2 + t = 0,166 + 0,016 = 0,182$ ;  $r_4 = r_3 + t$  и т. д.

Действительная длина листов спиралей от точек  $m$  и  $m'$  для первой спирали и от точек  $n$  и  $n'$  для второй спирали:

$$L_1 = L + \frac{1}{4}\pi D + a_1 = 14,3 + \frac{1}{4}3,14 \cdot 1,088 + 0,01 = 15,164;$$

$$L_2 = L + \frac{1}{4}\pi D - b = 14,3 + \frac{1}{4}3,14 \cdot 1,088 - 0,05 = 15,1,$$

где  $a_1$  — расстояние от оси спирали до точки  $m'$ ;  $b_1$  — расстояние от оси спирали до точки  $n'$ .

В результате расчета к установке принимают спиральный теплообменник со следующими техническими характеристиками:

высота (ширина) теплообменника  $b = 720$  мм;

наружный диаметр  $D = 1088$  мм;

эффективная длина спиралей  $L = 14,3$  м;

внутренний радиус  $r = 150$  мм;

внутренний диаметр  $d = 316$  мм;

ширина керна  $h = 2r = 300$  мм;

шаг между спиралями  $t = 16$  мм;

число витков для одной спирали  $n = 7$ .

#### 6.5. Гидромеханический расчет охладителя

Потери давления в спиральном теплообменнике со штифтами с шагом 70 мм и коридорным расположением можно определить по формуле, Па

$$\Delta P = 0,0113 \frac{g \cdot L \cdot \rho \cdot \omega^2}{\text{Re}^{0,25} \delta},$$

где  $g$  — ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ ;  $L$  — длина спирали,  $\text{м}$ ;  $\rho$  — плотность теплоносителя,  $\text{кг/м}^3$ ;  $\omega$  — скорость теплоносителя,  $\text{м/с}$ ;  $Re$  — число Рейнольдса;  $\delta$  — ширина канала,  $\text{м}$ .

Для 20%-го раствора NaOH потери напора составят

$$\Delta P_p = 0,0113 \frac{9,8 \cdot 10 \cdot 1160 \cdot 1,6^2}{54\,085^{0,25} \cdot 0,012} = 17\,970 \text{ Па.}$$

Для воды потери напора будут равны

$$\Delta P_B = 0,0113 \frac{9,8 \cdot 10 \cdot 997 \cdot 1,87^2}{55752^{0,25} \cdot 0,012} = 21\,449 \text{ Па.}$$

Мощность, необходимая для преодоления гидравлических сопротивлений при прокачивании через теплообменник 20%-го раствора NaOH

$$N_p = \frac{G_p \Delta P_p}{\rho_p \eta} = \frac{9,72 \cdot 4585,6}{1196 \cdot 0,7} = 215 \text{ Вт;}$$

ВОДЫ

$$N_B = \frac{G_B \Delta P_B}{\rho_B \eta} = \frac{15,7 \cdot 21449}{997 \cdot 0,7} = 482,5 \text{ Вт.}$$

### Библиографический список

1. Бакластов А. М., Горбенко В. А., Удыма П. Г. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок : учеб. пособие для вузов / под ред. А. М. Бакластова. — М. : Энергоиздат, 1981. — 336 с.
2. Карапузова Н. Ю., Фокин В. М. Тепломассообменное оборудование предприятий / Н. Ю. Карапузова, В. М. Фокин ; М-во образования и науки Росс. Федерации, Волгогр. гос. архит.-строит. ун-т. — Волгоград : ВолгГАСУ, 2012. — 68, [3] с.
3. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника : справочная серия : в 4 кн. / под общей ред. А. В. Клименко, В. М. Зорина — 4-е изд., стер. — М. : Изд-во МЭИ, 2007. 632 с.
4. ГОСТ 2.104—2006. Единая система конструкторской документации. Основные надписи. М. : Стандартинформ, 2007. 14 с.
5. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи : учеб. для вузов. М. : Бастет, 2010. 344 с.
6. Фокин В. М., Веселова Н. М. Тепломассообмен : учебное пособие / В. М. Фокин, Н. М. Веселова ; Волгогр. гос. архит.-строит. ун-т. Волгоград : ВолгГАСУ, 2007. 108 с.
7. ГОСТ Р 53677—2009. Нефтяная и газовая промышленность. Кожухотрубчатые теплообменники. М. : Стандартинформ, 2011. 35 с.
8. ГОСТ 12067—80. Теплообменники спиральные стальные. Типы, основные параметры и размеры. М., 1980. 14 с.
9. Теплотехнический справочник / В. В. Галактионов, В. Ю. Пикус, Н. И. Горбунова и др. ; под ред. В. Н. Юренева, П. Д. Лебедева. — 2-е изд., перераб. — М. : Энергия, 1976. Т. 2. 896 с.
10. ГОСТ 15518—87. Аппараты теплообменные пластинчатые. Типы, параметры и основные размеры. М. : ИПК Издательство стандартов, 1999. 30 с.

## Приложение 1

По последней цифре зачетной книжки выбираем тип принимаемого к проектированию теплообменника.

Последняя цифра зачетной книжки	1, 5, 9	2, 6, 0	3, 7	4, 8
Тип теплообменника	Кожухотрубчатый	Пластинчатый	«Труба в трубе»	Спиральный

### 1. Задание на проектирование кожухотрубчатого теплообменника

Цифры зачетной книжки	$P_B$ , МПа	$t'_B$ , °C	$t''_B$ , °C	$G_B$ , м <sup>3</sup> /ч	$P_{п.}$ , МПа	$t_{п.}$ , °C
0	0,140	16	80	205	0,6	180
1	0,141	17	81	207	0,51	185
2	0,142	18	82	209	0,52	187
3	0,143	19	83	211	0,53	190
4	0,144	20	84	213	0,54	195
5	0,145	21	85	215	0,55	200
6	0,146	22	86	217	0,56	193
7	0,147	23	87	219	0,57	183
8	0,148	24	88	221	0,58	175
9	0,149	25	89	223	0,59	205

*Примечание.* Параметры  $P_B$ ,  $t'_B$ ,  $t''_B$  выбрать по предпоследней цифре зачетной книжки. Параметры  $G_B$ ,  $P_{п.}$ ,  $t_{п.}$  выбрать по последней цифре зачетной книжки.

### 2. Задание на проектирование пластинчатого теплообменника

Цифры зачетной книжки	$P_M$ , МПа	$t'_M$ , °C	$t''_M$ , °C	$D$ , кг/с	$t_{п.}$ , °C	$P_K$ , МПа	$\Delta P$ , кПа
0	0,55	25	83	1,35	140	0,3	100
1	0,56	26	84	1,36	142	0,3	101
2	0,57	27	85	1,37	144	0,3	102
3	0,58	28	86	1,38	146	0,3	103
4	0,59	29	87	1,39	148	0,3	104
5	0,6	30	88	1,40	150	0,3	105
6	0,54	31	89	1,41	152	0,3	106
7	0,53	32	90	1,42	154	0,3	107
8	0,52	33	91	1,43	156	0,3	108
9	0,51	35	92	1,44	158	0,3	110

*Примечание.* Параметры  $P_M$ ,  $t'_M$ ,  $t''_M$  выбрать по предпоследней цифре зачетной книжки. Параметры  $D$ ,  $t_{п.}$ ,  $P_K$ ,  $\Delta P$  выбрать по последней цифре зачетной книжки.

### 3. Задание на проектирование теплообменника типа «труба в трубе»

Цифры зачетной книжки	$\lambda_{ст.}$ , Вт/м·°C	$l$ , м	$t'_1$ , °C	$t''_1$ , °C	$d_2/d_1$ , мм	$t'_2$ , °C	$t''_2$ , °C	$D_2/D_1$ , мм	$Q$ , кВт
0	57	1,5	90	50	38/34	10	35	57/51	95
1	57	1,8	95	55	45/41	12	40	76/71	100
2	57	2,0	100	60	57/51	14	45	89/81	105
3	57	2,5	105	65	38/34	16	50	108/102	110
4	57	3,0	110	70	45/41	18	55	57/51	115
5	57	4,0	115	50	57/51	20	35	76/71	120

Окончание табл.

Цифры зачетной книжки	$\lambda_{ст},$ Вт/м·°С	$l,$ м	$t'_1, °С$	$t''_1, °С$	$d_2/d_1,$ мм	$t'_2, °С$	$t''_2, °С$	$D_2/D_1,$ мм	$Q,$ кВт
6	57	1,5	120	55	38/34	22	40	89/81	125
7	57	2,0	125	60	45/41	24	45	108/102	130
8	57	2,5	130	65	57/51	26	50	57/51	100
9	27	3,0	135	70	45/41	28	55	76/71	90

*Примечание.* Параметры  $\lambda_{ст}, l, t'_1, t''_1, d_2/d_1$  выбрать по предпоследней цифре зачетной книжки. Параметры  $t'_2, t''_2, D_2/D_1, Q$  выбрать по последней цифре зачетной книжки.

#### 4. Задание на проектирование спирального теплообменника

Цифры зачетной книжки	Охлаждаемый раствор вещества	$G_p,$ т/ч	$t_1, °С$	$t_2, °С$	$t_3, °С$	$t_4, °С$
0	Кальций хлористый, 25 %	27	85	40	16	37
1	Толуол	28	84	39	17	38
2	Уксусная кислота	29	83	38	18	39
3	Бензол	30	82	37	19	40
4	Метилловый спирт, 40 %	31	81	36	20	41
5	Этиловый спирт, 40 %	32	80	35	21	42
6	Серовуглерод	33	79	34	22	43
7	Глицерин, 50 %	34	78	33	23	44
8	Бутиловый спирт	35	77	32	24	45
9	Октан	36	76	31	25	46

*Примечание.* Параметры  $G_p, t_1, t_2$  выбрать по предпоследней цифре зачетной книжки. Параметры  $t_3, t_4$  выбрать по последней цифре зачетной книжки.

## Физические свойства водяного пара на линии насыщения [9]

$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{бар}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$i'', \text{кДж/кг}$	$r, \text{кДж/кг}$	$c, \text{кДж/}(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$	$\lambda, \text{Вт/}(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$	$\mu\cdot 10^6, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\nu\cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\text{Pr}$
100	1,013	0,598	2675,9	2256,8	2,135	0,02372	11,97	20,02	1,08
110	1,43	0,826	2691,4	2230,0	2,177	0,0489	12,46	15,07	1,09
120	1,98	1,121	2706,5	2203,8	2,206	0,02593	12,85	11,46	1,09
130	2,70	1,496	2720,7	2174,3	2,257	0,02686	13,24	8,85	1,11
140	3,61	1,966	2734,1	2145,0	2,315	0,02791	13,54	6,89	1,12
150	4,76	2,547	2746,7	2114,3	2,395	0,02884	13,93	5,47	1,16
160	6,18	3,258	2758,0	2082,6	2,479	0,03012	14,32	4,39	1,18
170	7,92	4,122	2768,9	2049,5	2,583	0,03128	14,72	3,57	1,21
180	10,03	5,157	2778,5	2015,2	2,709	0,03268	15,11	2,93	1,25
190	12,55	6,397	2786,4	1978,8	2,856	0,03419	15,60	2,44	1,30
200	15,55	7,862	2793,1	1940,7	3,023	0,03547	15,99	2,03	1,36
210	19,08	9,588	2798,2	1900,5	3,199	0,03722	16,38	1,71	1,41
220	23,20	11,62	2801,5	1857,8	3,408	0,03896	16,87	1,45	1,47
230	27,98	13,99	2803,2	1713,0	3,624	0,04094	17,36	1,24	1,54
240	33,48	16,76	2803,2	1765,6	3,881	0,04291	17,76	1,06	1,61
250	39,78	19,98	2801,1	1715,8	4,158	0,04512	18,25	0,913	1,68
260	46,94	23,72	2796,5	1661,4	4,468	0,04803	18,84	0,794	1,75
270	55,05	28,09	2789,8	1604,4	4,815	0,05106	19,32	0,688	1,82
280	64,19	33,19	2779,7	1542,9	5,234	0,05489	19,91	0,600	1,90
290	74,45	39,15	2766,4	1476,3	5,694	0,05827	20,60	0,526	2,01
300	85,92	46,21	2749,2	1404,3	6,280	0,06268	21,29	0,461	2,13
310	98,70	54,58	2727,4	1325,2	7,118	0,06838	21,98	0,403	2,29
320	112,90	64,72	2700,2	1238,1	8,206	0,07153	22,86	0,353	2,50
330	128,65	77,10	2665,9	1139,7	9,881	0,08257	23,94	0,310	2,86
340	146,08	92,76	2621,9	1027,1	12,35	0,09304	25,21	0,272	3,35
350	165,37	113,6	2564,5	893,1	16,24	0,1070	26,58	0,234	4,03
360	186,74	144,0	2481,2	719,7	23,03	0,1279	29,14	0,202	5,23
370	210,53	203,0	2330,9	438,4	56,52	0,1710	33,75	0,166	11,1

Примечание. 1 бар =  $10^5$  Па.

## Физические свойства воды на линии насыщения [9]

$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{ бар}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$i', \text{ кДж/кг}$	$c, \text{ кДж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$	$\lambda, \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}$	$\mu \cdot 10^6, \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{ м}^2/\text{с}$	Pr
0	1,013	999,9	0,00	4,212	0,551	1788	1,789	13,67
10	1,013	999,7	42,04	4,191	0,574	1306	1,306	9,52
20	1,013	998,2	83,91	4,183	0,599	1004	1,006	7,02
30	1,013	995,7	125,7	4,174	0,618	801,5	0,805	5,42
40	1,013	992,2	167,5	4,174	0,635	653,3	0,659	4,31
50	1,013	988,1	209,3	4,174	0,648	549,4	0,556	3,54
60	1,013	983,2	251,1	4,179	0,659	469,4	0,478	2,98
70	1,013	977,8	293,0	4,187	0,668	406,1	0,415	2,55
80	1,013	971,8	335,0	4,195	0,674	355,1	0,365	2,21
90	1,013	965,3	377,0	4,208	0,680	314,9	0,326	1,95
100	1,013	958,4	419,1	4,220	0,683	282,5	0,295	1,75
110	1,43	951,0	461,4	4,233	0,685	259,0	0,272	1,6
120	1,98	943,1	503,7	4,250	0,686	237,4	0,252	1,47
130	2,70	934,8	546,4	4,266	0,686	217,8	0,233	1,36
140	3,61	926,1	589,1	4,287	0,685	201,1	0,217	1,26
150	4,76	917,0	632,2	4,313	0,684	186,4	0,203	1,17
160	6,18	907,4	675,4	4,346	0,683	173,6	0,191	1,10
170	7,92	897,3	719,3	4,380	0,679	162,8	0,181	1,05
180	10,03	886,9	763,3	4,417	0,674	153,0	0,173	1,00
190	12,55	876,0	807,8	4,459	0,670	144,2	0,165	0,96
200	15,55	863,0	852,5	4,505	0,663	136,4	0,158	0,93
210	19,08	852,8	897,7	4,555	0,655	130,5	0,153	0,91
220	23,20	840,3	943,7	4,614	0,645	124,6	0,149	0,89
230	27,98	827,3	990,2	4,681	0,637	119,7	0,145	0,88
240	33,48	813,6	1037,5	4,756	0,628	114,8	0,141	0,87
250	39,78	799,0	1085,7	4,844	0,618	109,9	0,137	0,86
260	46,94	784,0	1135,1	4,949	0,605	105,9	0,135	0,87
270	55,05	767,9	1185,3	5,070	0,590	102,0	0,133	0,88
280	64,19	750,7	1236,8	5,230	0,574	98,1	0,131	0,90
290	74,45	732,3	1290,0	5,485	0,558	94,2	0,129	0,93
300	85,92	712,5	1344,9	5,736	0,540	91,2	0,128	0,97
310	98,70	691,1	1402,2	6,071	0,523	88,3	0,128	1,03
320	112,90	667,1	1462,1	6,574	0,506	85,3	0,128	1,11
330	128,65	640,2	1526,2	7,244	0,484	81,4	0,127	1,22
340	146,08	610,1	1594,8	8,165	0,457	77,5	0,127	1,39
350	165,37	574,4	1671,4	9,504	0,430	72,6	0,126	1,60
360	186,74	528,0	1761,5	13,984	0,395	66,7	0,126	2,35
370	210,53	450,5	1892,5	40,321	0,337	56,9	0,126	6,79

Таблица 3

## Допустимые скорости движения жидкостей в теплообменных аппаратах

Виды теплоносителей	Допустимая скорость $\omega$ , м/с
Вязкие жидкости	$\leq 1$
Маловязкие жидкости и вода	1...3
Запыленные газы	6...10
Чистые газы	12...16
Пар насыщенный	30...50
Пар перегретый	50...75
Пар разреженный	100...200

Таблица 4

**Виды сталей для изготовления теплообменных аппаратов**  
(допустимые напряжения сталей, коэффициенты теплопроводности)

Расчетная температура, °С	Вст.3	20.20К	09Г2С, 16ГС, 17ГС, 17Г1С, 10Г2С1	10Г2	12ХМ	12МХ	15 ХМ	15Х5М	15Х5М-У	08Х22Н6Т, 08Х21Н6М2Т	03Х21Н21М4ГБ	03Х18Н11	03Х16Н15М3	06ХН28МДТ, 03ХН28МДТ
	Допускаемое напряжение $\sigma_d$ , МПа													
20	140	147	183	180	147	147	155	146	240	240	180	160	153	147
100	134	142	160	160	146	146	154	141	235	207	173	133	140	138
150	131	139	154	154	146	146	153	138	230	200	171	125	130	130
200	126	136	148	148	145	145	152	134	225	193	171	120	120	124
250	120	132	145	145	145	145	152	127	220	173	167	115	113	117
300	108	119	134	134	141	141	147	120	210	167	149	112	103	110
350	98	106	123	123	137	137	142	114	200	—	143	108	101	107
375	93	98	116	108	135	135	140	110	180	—	141	107	90	105
400	85	92	105	92	132	132	137	105	170	—	140	107	87	103
410	81	86	104	86	130	130	136	103	160	—	—	107	83	—
420	75	80	92	80	129	129	135	101	155	—	—	107	82	—
430	70	75	86	75	127	127	134	99	140	—	—	107	81	—
440	—	67	78	67	126	126	132	96	135	—	—	107	81	—
450	—	61	71	61	124	124	131	94	130	—	—	107	80	—
460	—	55	64	55	122	122	127	91	126	—	—	—	—	—
470	—	49	56	49	117	117	122	89	122	—	—	—	—	—
480	—	44	53	44	114	114	117	86	118	—	—	—	—	—
490	—	—	—	—	105	105	107	83	114	—	—	—	—	—
500	—	—	—	—	96	96	99	79	108	—	—	—	—	—
520	—	—	—	—	69	69	74	66	85	—	—	—	—	—
540	—	—	—	—	50	47	57	54	58	—	—	—	—	—
560	—	—	—	—	33	—	41	40	45	—	—	—	—	—
Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , Вт/(м·°С)														
300	54	35	51	36	36	39	36	36	36	15	15	15,1	15	14

Таблица 5

**Число труб в зависимости от расположения их в трубной решетке**

Относительный диаметр трубной решетки $d_{тр}/t$	Число труб $n$		Относительный диаметр трубной решетки $d_{тр}/t$	Число труб $n$	
	Ромбическое расположение	Концентрическое расположение		Ромбическое расположение	Концентрическое расположение
2	7	7	22	439	410
4	19	19	24	517	485
6	37	37	26	613	566
8	61	62	28	721	653
10	91	93	30	823	747
12	127	130	32	931	847
14	187	173	34	1045	953
16	241	223	36	1165	1066
18	301	279	38	1306	1185
20	367	341	40	1459	1310

Таблица 6

**Взаимное расположение трубок в трубной решетке**

Диаметр труб $d$ , мм	Шаг между трубками $t$ , мм
25	32
38	48
57	70

Таблица 7

**Физические свойства масла МК**

$t$ , °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$c$ , кДж/(кг·°C)	$\lambda$ , Вт/(м·°C)	$\mu \cdot 10^4$ , Па·с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	Pr
10	911,0	1,645	0,1510	35414	3883	39000
20	903,0	1,712	0,1485	18560	1514	15800
30	894,5	1,758	0,1461	6180	691,2	7,450
40	887,5	1,804	0,1437	3031	342,0	3810
50	879,0	1,851	0,1413	1638	186,2	2140
60	871,5	1,897	0,1389	961,4	110,6	1320
70	864,0	1,943	0,1363	603,3	69,3	858
80	856,0	1,989	0,1340	399,3	46,6	591
90	848,2	2,035	0,1314	273,7	32,3	424
100	840,7	2,081	0,1290	202,1	24,0	327
110	838,0	2,127	0,1264	145,2	17,4	245
120	825,0	2,173	0,1240	110,4	13,4	193,5
130	817,0	2,219	0,1214	87,31	10,7	160,0
140	809,2	2,265	0,1188	70,34	8,70	133,3
150	801,6	2,311	0,1168	56,90	7,10	113,5

Таблица 8

**Примерные значения коэффициентов теплопередачи в теплообменниках со стальной поверхностью теплообмена**

Теплоносители	$k_{оп}$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)
Воздух — воздух	5 ... 25
Воздух — вода	10 ... 40
Воздух — конденсирующийся пар	15 ... 50
Вода — вода	150 ... 1000
Вода — конденсирующийся пар	1000 ... 2000
Конденсирующийся пар — кипящая вода	1500 ... 3000
Конденсирующийся пар — масло	300 ... 500
Конденсирующийся пар — кипящая жидкость	300 ... 2500
Конденсирующийся пар — органическая жидкость	120 ... 340

Основные параметры и область применения пластинчатых теплообменников [10]

Площадь поверхности теплообмена пластины, м <sup>2</sup>	Площадь поверхности теплообмена теплообменников типов и исполнений, м <sup>2</sup>						Н	Давление рабочее, МПа	Температура рабочих сред, °С	Область применения
	Р			РС						
	1	2	3	1	2	3				
0,2	1	10	16	—	—	—	—	1,0	-20 ... +180	Для нагрева или охлаждения высоковязких жидкостей и конденсации вакуумных паров
	2	12,5	25	—	—	—				
0,3	3	12,5	—	—	—	—	—	—	—	Для осуществления процессов теплообмена между жидкостями, их парами и газами
	5	16	—	—	—	—				
0,5	8	20	—	—	50	220	0,53	—	-20 ... +200	Для осуществления процессов теплообмена между различными жидкостями, их парами и газами, в том числе вредными веществами
	10	25	—	—	63	280				
0,53	—	—	—	—	80	300	—	—	-20 ... +150	
	—	—	—	—	100	320				
0,6	—	—	—	—	40	200	—	—	-20 ... +180	С углом гофр 60° — для теплообмена между газами и конденсации вакуумных паров. С углом гофр 120° — для работы с жидкими, парообразными и парогазовыми средами
	10	31,5	200	—	50	250				
1,0	16	40	250	—	63	300	400	4,0	-70 ... +150	Для рекуперации теплообмена регенерированного МЭА — раствора в агрегатах синтеза аммиака
	25	50	300	—	80	—				
1,3	—	—	—	—	100	—	—	—	-20 ... +200	Для охлаждения рабочих сред в глиноземном производстве цветных металлов, а также для процессов теплообмена между различными средами
	—	200	500	—	140	—				
—	—	300	600	—	160	—	—	—	—	—

*Примечание.* Пластина с площадью поверхности теплообмена 0,6 м<sup>2</sup> изготавливается из сталей с углом гофр 60 и 120°; из титана с углом гофр 60 Р. Теплообменники, изготовленные из титана, используются при рабочем давлении среды до 0,6 МПа. Разность давлений между полостями — 0,6 МПа для теплообменников типа Р, РС, исполнений 1, 2 и 3. Направление движения рабочих сред для теплообменников Р на базе пластины 0,2 м<sup>2</sup> — диагональное, остальных — одностороннее.

Типы и исполнения пластинчатых теплообменников [10]

Тип	Код ОКП	Исполнение
Р — разборные с одинарными пластинами	36 1251	1 — на консольной раме; 2 — на двухопорной раме;
РС — разборные со двояными пластинами		3 — на трехопорной раме
Н — неразборные	36 1252	—

Таблица 11

## Характеристики пластин, применяемых в пластинчатых теплообменных аппарат [10]

Тип пластин	Площадь поверхности теплообмена $F, \text{ м}^2$	Эквивалентный диаметр $d_3, 10^2 \text{ м}$	Площадь поперечного сечения одного канала, $10^2 \text{ м}^2$	Приведенная длина канала $L_{пр}, \text{ м}$	Шаг гофр $S, \text{ м}$	Высота гофр $h, \text{ м}$	Угол наклона гофр к продольной оси $\beta, \text{ град}$	Ширина канала, м	Средний зазор в канале для прохода среды, м	Длина пластины, м	Ширина пластины, м	Толщина пластины $\delta, \text{ мм}$	Масса одной пластины, кг	Диаметр присоединения штуцера, мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Пластины отечественного производства														
Разборные Р	0,2	0,880	0,178	0,518	0,036	0,0045	120	0,400	0,0045	0,960	0,460	1	2,5	75/150
	0,3	0,800	0,110	1,12	0,018	0,0040	60	0,250	0,0040	1,370	0,500	1	3,2	65
	0,5Е	0,800	0,180	1,15	0,012	0,0040	60	0,450	0,0040	1,370	0,500	1	5,4	150
	0,5Т	0,585	0,134	1,09	0,018	0,0040	30	0,450	0,0040	1,370	0,500	1	3,12	150
	0,6Т	0,600	0,167	1,0	0,018	0,0030	30	0,550	0,0030	1,375	0,600	1	3,2	200
	0,6	0,830	0,245	1,01	0,018	0,0045	60	0,545	0,0045	1,375	0,600	1	5,8	200
	0,63	0,740	0,262	0,893	0,018	0,0045	30	0,600	0,0045	1,375	0,660	1	6,5	200
1,3	0,960	0,425	1,43	0,018	0,0045	60	0,846	0,0045	1,915	0,920	1	12,0	250	
Полуразборные ПР	0,1П	0,880	0,064	0,8	0,018	0,0045	60	0,142	0,0045	0,900	0,160	5	0,55	50/80
	0,3П	1,560	0,346	0,7	0,036	0,0080	60	—	0,0080	0,626	—	1	2,5	65/300
	0,5П	0,960	0,300	0,836	0,018	0,0050	60	0,585	0,0050	1,380	0,640	1	5,5	200
	0,7П	0,960	0,220	1,46	0,018	0,0040	60	0,444	0,0040	1,470	0,470	1	3,07	80
Неразборные Н	0,75	0,780	0,177	1,47	0,018	0,0040	60	0,444	0,004	1,470	0,470	1	5,5	300
	0,8	0,900	0,310	1,16	0,018	0,0050	30	0,610	0,005	1,370	0,640	2	12,8	200
	1,0	0,763	0,376	1,0	0,018	0,0040	45	0,940	0,004	0,964	0,964	1	7,3	350

Окончание табл. 11

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Пластины импортного производства (APV)														
Ленточно-поточные														
P-5 (II-1)	0,15	0,5	0,040	0,70	0,0230	0,007	60	0,200	0,0020	0,800	0,225	1,2	1,4	50
P-11 (II-2)	0,21	0,6	0,075	0,80	0,0225	0,007	60	0,250	0,0030	1,020	0,315	1,25	3,2	50
P-12	0,40	0,8	0,150	1,00	0,0225	0,007	30	0,375	0,0040	1,170	0,420	1,3	5,6	76
P-13	0,20	0,8	0,080	0,80	0,0230	0,007	30	0,228	0,0035	0,890	0,280	1,25	3,0	50
P-14 (II-3)	0,42	0,8	0,150	1,10	0,0225	0,007	60	0,375	0,0040	1,170	0,416	1,4	5,7	76
P-15 (III-0,5)	0,52	0,9	0,20	1,18	0,0300	0,007	60	0,465	0,0043	1,370	0,500	1,25	6,55	100
P-16	0,60	0,9	0,320	0,81	0,0300	0,007	30	0,711	0,0045	1,240	0,750	1,25	8,6	200
P-17	1,20	0,9	0,320	1,69	0,0300	0,007	30	0,711	0,0045	1,980	0,750	1,25	15	200
Сетчато-поточные														
ПР-0,2	0,2	0,75	0,160	0,44	0,0208	0,004	60/80	0,421	0,004	0,650	0,650	1,2	3,6	100
ПР-0,3	0,3	0,80	0,110	1,12	0,0208	0,004	60	0,275	0,004	1,370	0,300	1	3,2	50
ПР-0,5E	0,5	0,80	0,180	1,15	0,0180	0,004	60	0,450	0,004	1,380	0,500	1	5,4	150
ПР-0,5M	0,5	0,96	0,200	1,00	0,0208	0,005	60	0,480	0,005	1,380	0,550	1	5,6	150
ПР-1,3	1,3	0,96	0,430	1,47	0,0208	0,005	30/60	0,86	0,005	1,910	0,920	1	12,3	200
ПР-0,8	0,8	0,90	0,300	1,26	0,0360	0,005	30	0,600	0,005	1,370	0,640	1	6,4	200

## Формулы и коэффициенты для расчета различных пластин

Пластины отечественного производства						
Тип пластины	Площадь поверхности теплообмена $F, \text{ м}^2$	Режимы движения среды в канале				
		Турбулентный режим $\text{Nu} = C \cdot \text{Re}^{0,73} \cdot \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}$ $\xi = A \text{Re}^{-0,25}$		Ламинарный режим $\text{Nu} = C_{\text{л}} \cdot \text{Re}^{0,33} \cdot \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}$ $\xi = A_{\text{л}} \text{Re}^{-1}$		Конденсация пара $\text{Nu} = C_{\text{к}} \cdot \text{Re}^{0,7} \cdot \text{Pr}^{0,4}$
		$C$	$A$	$C_{\text{л}}$	$A_{\text{л}}$	$C_{\text{к}}$
Разборные Р	0,2	0,065	19,6	0,46	425	800
	0,3	0,1	19,3	0,6	425	322
	0,5Е	0,135	22,4	0,63	486	240
	0,5Т	0,09	6,3	0,5	300	412
	0,6Т	0,04	6,3	0,4	300	412
	0,6	0,12	15,0	0,6	320	240
	0,63	0,1	4,0	0,46	210	451
	1,3	0,13	17,0	0,46	400	201
Полуразборные ПР	0,1П	0,086	7,6/55,0	0,46	485	264
	0,3П	0,1	12/53,0	0,46	485	393
	0,5П	0,13	15,0	0,6	324	201
	0,7П	0,1	1,7/30	—	—	340
Неразборные Н	0,75	0,1	6,0	—	—	340
	0,8	0,07	4,0	0,6	210	450
	1,0	0,07	—	—	—	—
Пластины импортного производства						
Тип пластины	Площадь поверхности теплообмена $F, \text{ м}^2$	Формулы для турбулентного потока				
Ленточно-поточные						
Р-5 (II-1)	0,15	$\text{Nu} = 0,1 \text{Re}^{0,7} \cdot \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} ; \xi = 11,2 \text{Re}^{-0,25}$				
Р-11 (II-2)	0,21					
Р-14 (II-3)	0,42					

P-15 (III-0,5)	0,52	$\text{Nu} = 0,165 \text{Re}^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} ; \xi = 4 \text{Re}^{-0,25}$
P-12	0,40	$\text{Nu} = 0,212 \text{Re}^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33} \left( \frac{l}{d_3} \right)^{-0,35} ; \xi = \frac{28,8 (\text{tg} \beta)^{1,33} \left( \frac{S}{\delta} - 2 \right)^{0,33}}{\text{Re}^{0,38} \left( \frac{S}{\delta} - 2 \right)^{0,189}}$
P-13	0,20	
P-16	0,60	
P-17	1,20	
Сетчато-поточные		
ПП-0,2	0,2	$\text{Nu} = 0,1 \cdot \text{Re}^{0,75} \cdot \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} ; \xi = 5,8 \text{Re}^{-0,25}$
ПП-0,3	0,3	
ПП-1,3	1,3	
ПП-0,5E	0,5	$\text{Nu} = 0,1 \cdot \text{Re}^{0,73} \cdot \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} ; \xi = 22,4 \text{Re}^{-0,25}$
ПП-0,5M	0,5	$\text{Nu} = 0,1 \cdot \text{Re}^{0,73} \cdot \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25} ; \xi = 15 \text{Re}^{-0,25}$

Плотность жидких веществ и водных растворов в зависимости от температуры [9]

Вещество	Температура, °С							
	-20	0	20	40	60	80	100	120
	Плотность, кг/м <sup>3</sup>							
Ацетон	835	813	791	768	746	719	693	665
Бензол	—	900	879	858	836	815	793	769
Бутиловый спирт	838	824	810	795	781	766	751	735
Вода	—	1000	998	992	983	972	958	943
Глицерин, 50 %	—	1136	1126	1116	1106	1006	996	986
Диэтиловый спирт	758	736	714	689	666	640	611	576
Изопропиловый спирт	817	801	785	768	752	735	718	700
Кальций хлористый, 25 % раствор	1248	1239	1230	1220	1210	1200	1190	1180
М-ксилол	—	882	865	847	831	796	796	777
Метиловый спирт, 100 %	828	810	792	774	756	736	714	—
Метиловый спирт, 40 %	—	946	935	924	913	902	891	880
Метиловый спирт, 20 %	—	1157	1148	1189	1130	1120	1110	1100
Октан	734	718	702	686	669	653	635	617
Серная кислота	—	1857	1837	1817	1789	1779	1761	1742
Серовуглерод	1323	1293	1263	1233	1200	1165	1125	1082
Соляная кислота, 30 %	1173	1161	1149	1138	1126	1115	1103	1090
Толуол	902	884	866	847	828	808	788	766
Уксусная кислота	—	1072	1048	1027	1004	981	958	922
4-х хлористый углерод	1670	1633	1594	1556	1517	1471	1434	1390
Этиловый спирт, 100 %	823	806	789	772	754	735	716	693
Этиловый спирт, 80 %	—	857	843	828	813	797	783	768
Этиловый спирт, 60 %	—	904	891	878	864	849	835	820
Этиловый спирт, 40 %	—	947	935	923	910	897	885	872
Этиловый спирт, 20 %	—	977	969	957	946	934	922	910

Таблица 14

Типы и основные параметры спиральных теплообменников [8]

Параметр	Тип 1, аппарат с тупиковыми каналами и крышками	Тип 2, аппарат со сквозными каналами и крышками			Тип 3, аппарат с глухими каналами без крышек
	Исполнение 1...3	Исполнение 1	Исполнение 2	Исполнение 3	Исполнение 3
Поверхность теплообмена, <sup>2</sup>	10...100	20	50	20	50
Рабочая среда	Жидкая и парообразная	Вязкостная газообразная и парообразная	Нитрозная серная кислота	Сточные воды	Нитрозная серная кислота
Расчетное давление, Па	До 1,0	До 0,6	До 0,6	До 0,8	До 0,6
Расчетная температура, °С	-20...+200	-20...+20	0...+80	-20...+200	0...+80
Эквивалентный диаметр, м	0,024	0,016	0,032	0,05/0,024	0,032
Ширина канала, мм	12	8	16	25/12	16

Основные размеры и характеристика спиральных теплообменников из углеродистой стали [8]

Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>	Ширина канала, мм	Общая высота, мм	Высота аппарата, мм	Ширина, мм	Длина, мм	Внутренний радиус спиралей, мм	Ширина ленты, мм	Длина канала, м	Площадь поперечного сечения канала, м <sup>2</sup>	Пропускная способность при скорости 1м/с, м <sup>3</sup> /ч	Масса, кг
Вертикальные аппараты											
20	12	1610	1300	1230	1150	100	700	14,3	0,0084	30,24	1650
25	12	1610	1300	1230	1225	100	700	17,9	0,0084	30,24	2000
31,5	12	1610	1300	1230	1350	100	700	22,5	0,0084	30,24	2600
40	12	1610	1300	1230	1450	100	700	28,6	0,0084	30,24	3200
50	12	2030	1760	1525	1500	150	1100	22,7	0,0138	49,68	4000
63	12	2030	1760	1525	1585	150	1100	18,6	0,0138	49,68	4800
80	12	1930	1660	1400	1800	150	1000	40,0	0,0120	43,20	5500
100	12	2180	1910	1400	1960	150	1250	40,0	0,0150	54,00	6000
Горизонтальные аппараты											
3,2	8	—	850	110	400	40	740	—	—	—	330
	12	—	890	110	400	40	770	—	—	—	350
4	8	—	850	160	400	40	740	—	—	—	350
	12	—	890	160	400	40	770	—	—	—	370
5,0	8	—	850	210	400	40	740	—	—	—	370
	12	—	890	210	400	40	770	—	—	—	380
6,3	8	—	850	290	400	40	740	—	—	—	405
	12	—	890	290	400	40	770	—	—	—	425
8	8	—	1100	150	400	40	950	—	—	—	650
	12	—	1200	150	400	40	1040	—	—	—	695
10	8	—	1100	200	400	40	950	—	—	—	690
	12	—	1200	200	400	40	1040	—	—	—	730

Таблица 16

Физические свойства сухого воздуха

t, °C	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	c, кДж/(кг·°C)	$\lambda$ , Вт/(м·°C)	$\mu \cdot 10^6$ , Па·с	$\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	Pr
1	2	3	4	5	6	7
0	1,293	1,005	0,0244	17,2	13,28	0,0707
10	1,247	1,005	0,0251	17,6	14,16	0,0705
20	1,205	1,005	0,0259	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	0,0267	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	0,0276	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	0,0283	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	0,0290	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	0,0296	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	0,0305	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	0,0313	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	0,0321	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	0,0334	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	0,0349	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	0,0364	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	0,0378	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	0,0393	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	0,0427	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	0,0460	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	0,0491	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	0,0521	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	0,0574	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	0,0622	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	0,0671	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	0,0718	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	0,0763	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	0,807	49,0	177,1	0,719

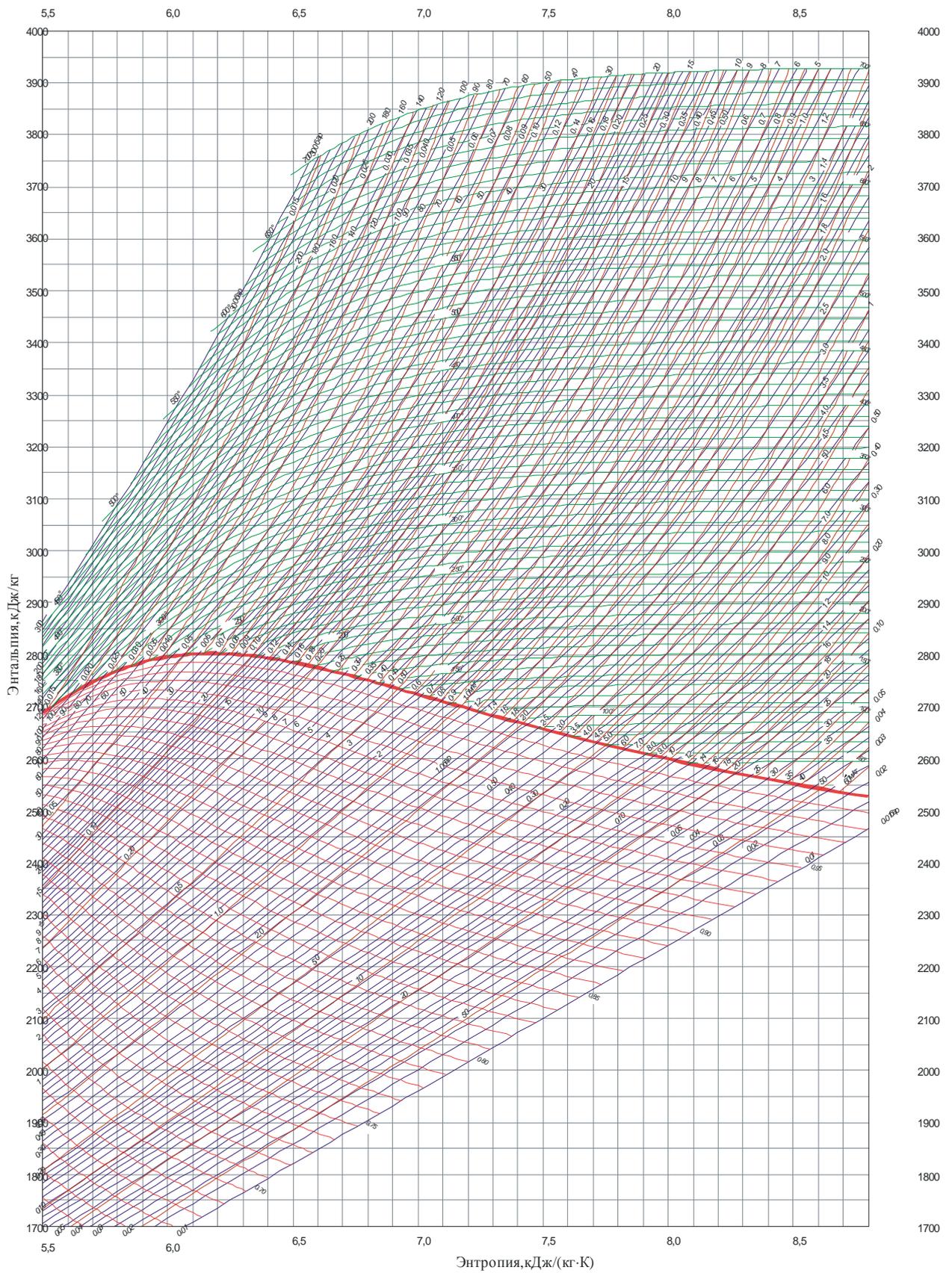


Рис. 1. Термодинамические свойства водяного пара в состоянии насыщения

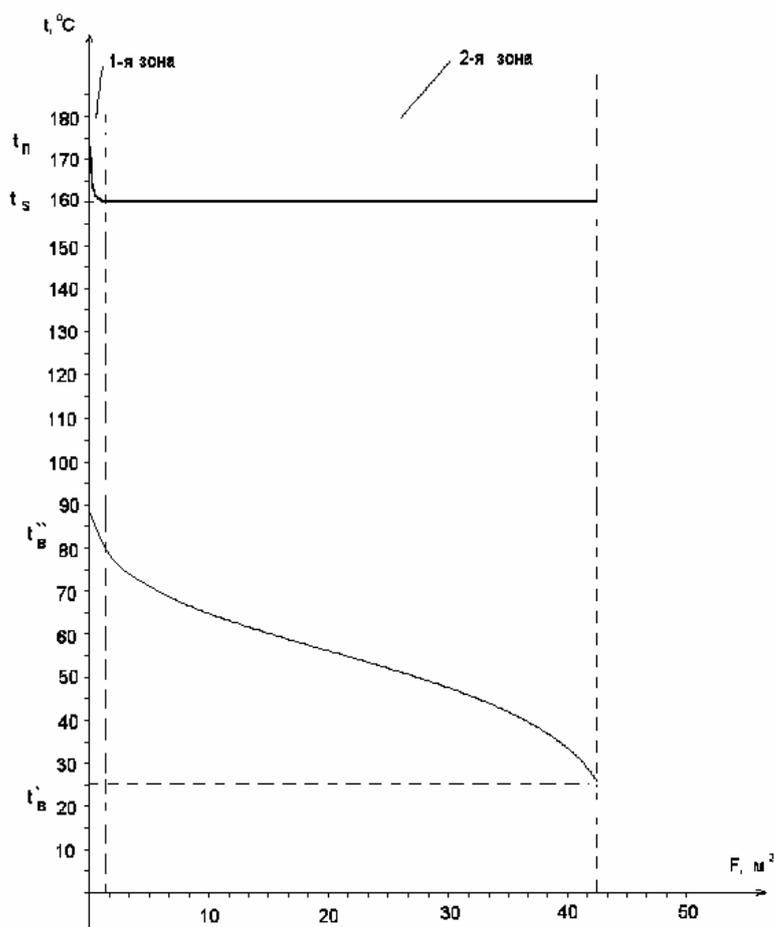


Рис. 2. Пример изменения температуры теплоносителей в пароводяном подогревателе

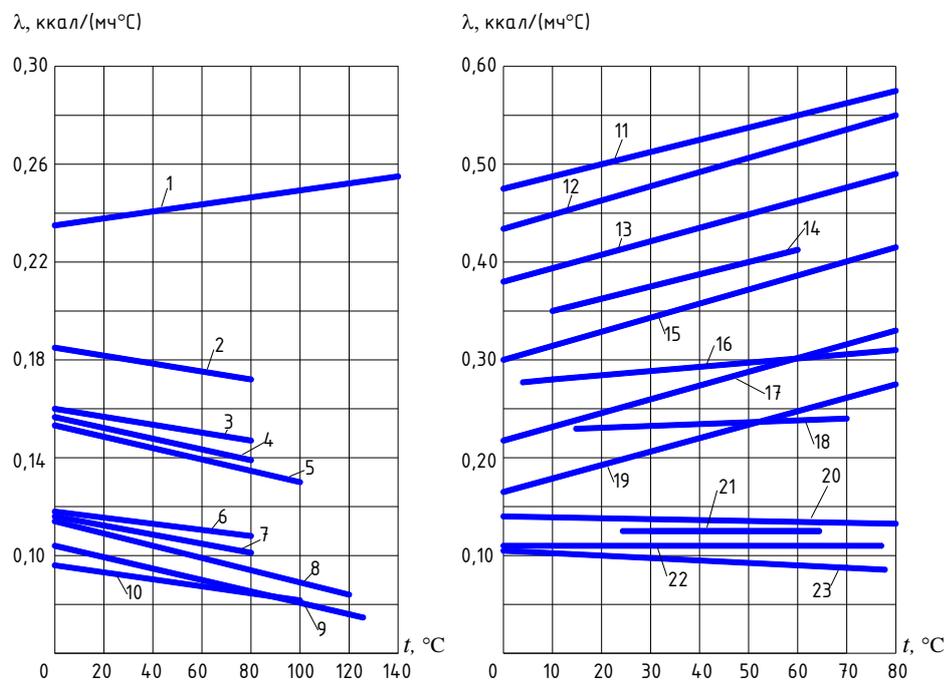


Рис. 3. Номограмма для определения коэффициента теплопроводности жидкостей: 1 — глицерин; 2 — метиловый спирт, 100 %; 3 — этиловый спирт, 100 %; 4 — уксусная кислота; 5 — ацетон; 6 — бутиловый спирт; 7 — изопропиловый спирт; 8 — бензол; 9 — толуол; 10 — м-ксилол; 11 — вода; 12 — кальций хлористый; 13 — натрий хлористый; 14 — соляная кислота; 15 — этиловый спирт, 40 %; 16 — метиловый спирт, 40 %; 17 — этиловый спирт, 60 %; 18 — серная кислота; 19 — этиловый спирт, 80 %; 20 — сероуглерод; 21 — октан; 22 — дезетиловый эфир; 23 — 4-хлористый углерод

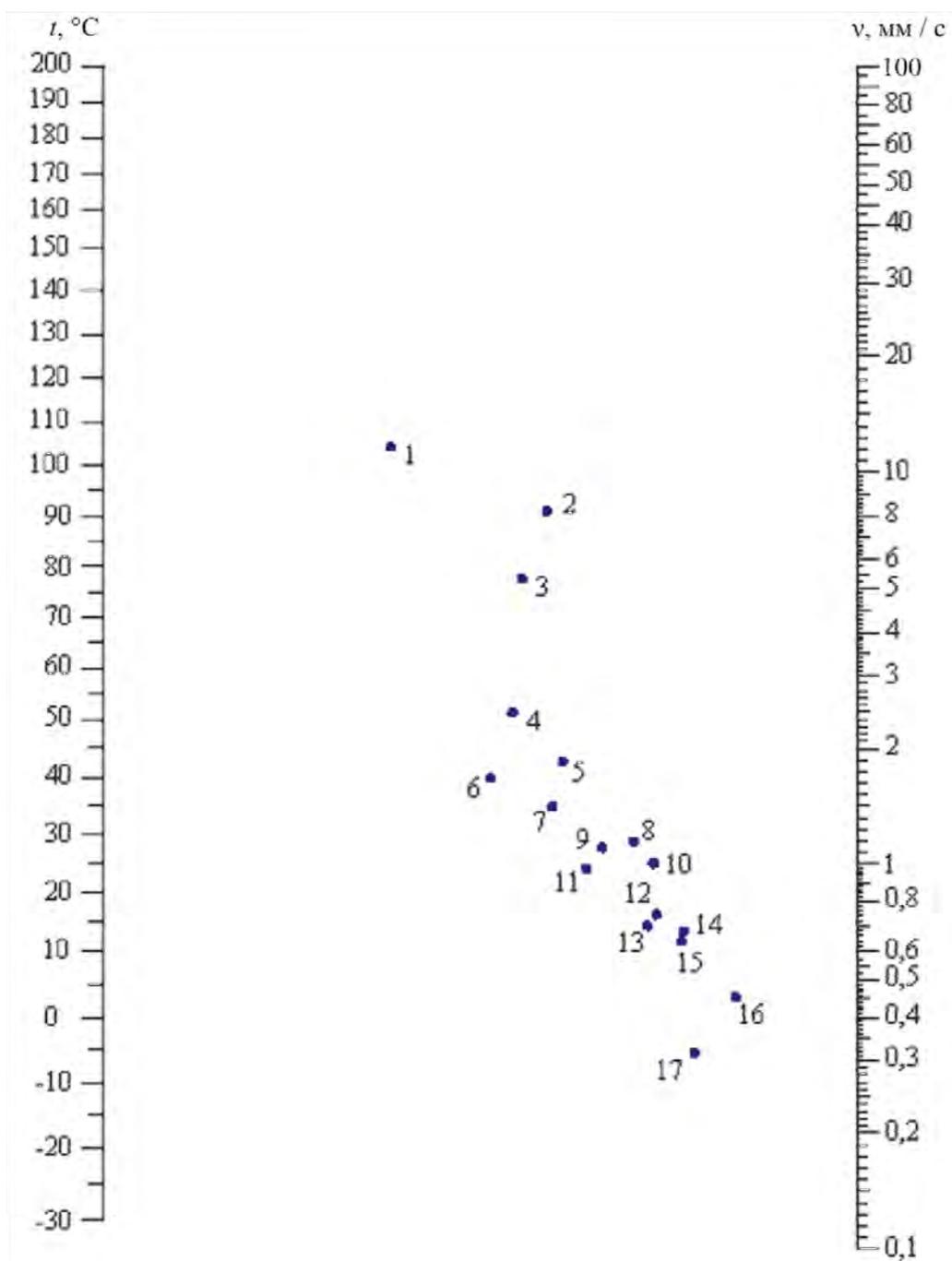


Рис. 4. Номограмма для определения кинематической вязкости жидкости: 1 — соляная кислота; 2 — кальций хлористый; 3 — серная кислота; 4 — глицерин; 5 — бутиловый спирт; 6 — этиловый спирт, 40 %; 7 — метиловый спирт, 40 %; 8 — уксусная кислота; 9 — этиловый спирт, 100 %; 10 — 4-хлористый углерод; 11 — вода; 12 — бензол; 13 — метиловый спирт, 100 %; 14 — толуол; 15 — октан; 16 — сероуглерод; 17 — деэтиловый спирт

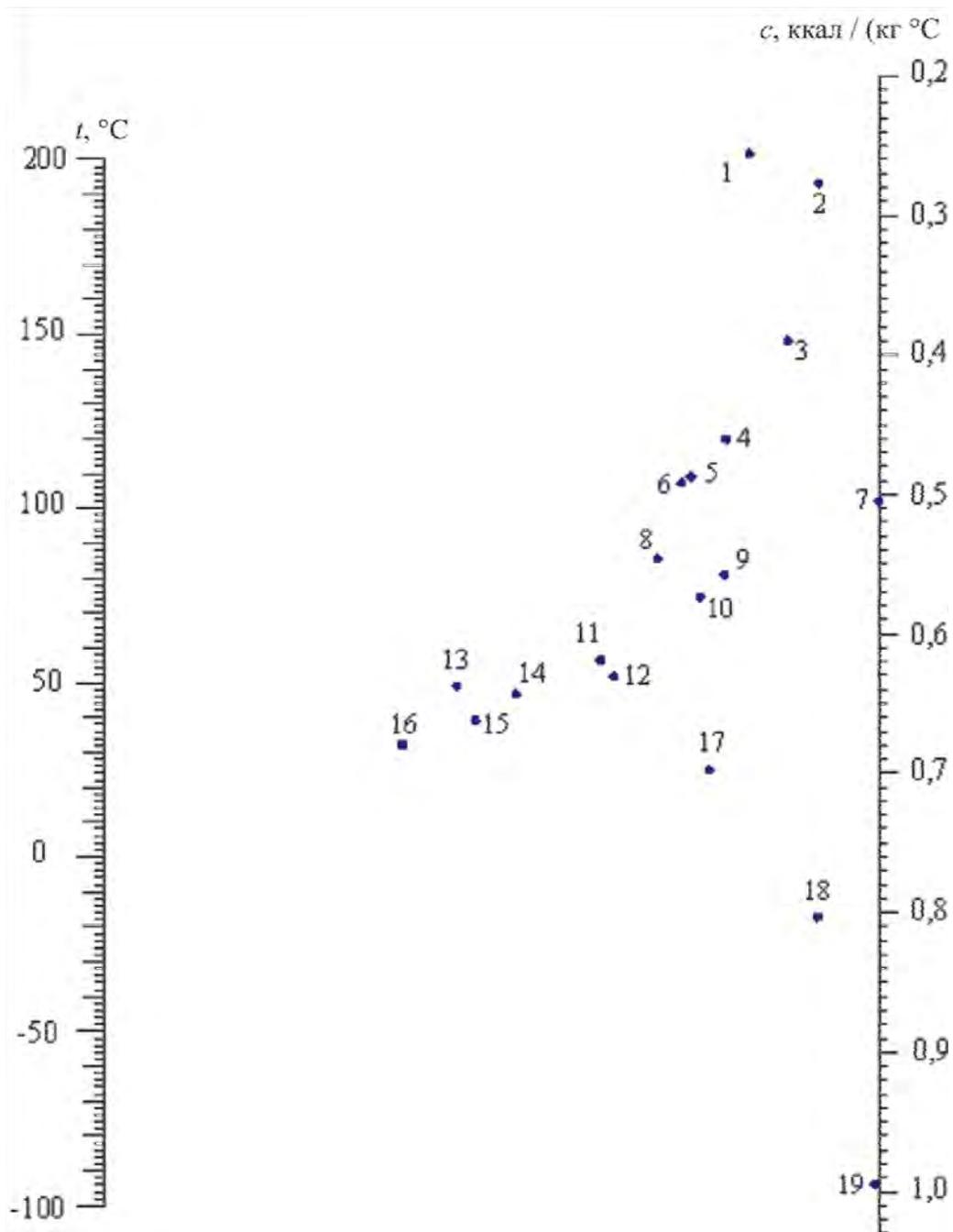


Рис. 5. Номограмма для определения теплоемкости: 1 — 4-х хлористый углерод; 2 — сероуглерод; 3 — серная кислота; 4 — толуол; 5 — бензол; 6 — м-ксилол; 7 — октан; 8 — уксусная кислота; 9 — диэтиловый эфир; 10 — ацетон; 11 — глицерин; 12 — метилвый спирт; 13 — бутиловый спирт; 14 — соляная кислота; 15 — этиловый спирт; 16 — изоприловый спирт; 17 — кальций хлористый; 18 — натрий хлористый; 19 — вода

План выпуска учеб.-метод. документ. 2013 г., поз. 32

Начальник РИО *М. Л. Песчаная*  
Редактор *О. А. Шитунова*  
Компьютерная правка и верстка *Н. А. Каширина*

Подписано в свет 05.06.2013. Гарнитура «Таймс».  
Уч.-изд. л. 2,9. Объем данных 2,11 Мбайт.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Волгоградский государственный архитектурно-строительный университет»  
Редакционно-издательский отдел  
400074, Волгоград, ул. Академическая, 1  
<http://www.vgasu.ru>, [info@vgasu.ru](mailto:info@vgasu.ru)