



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
УПРАВЛЕНИЕ ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ  
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Теплогазоснабжение и вентиляция»

**Методические указания**  
к практическим занятиям  
«Расчет рекуперативного теплообменника»  
по дисциплине

**«Современные системы  
климатизации зданий»**

Авторы  
Галкина Н. И.

Ростов-на-Дону, 2019

## Аннотация

Содержатся краткие сведения о рекуперативных теплообменниках, основные понятия и формулы, пояснения к ним, справочные материалы, необходимые для выбора базового варианта конструкции и последующего конструирования и расчета теплообменного аппарата, методика решения и вариант условия задач.

Предназначены для бакалавров направления 08.03.01 «Строительство», профиль «Теплогазоснабжение и вентиляция» очной и заочной формы обучения

## Авторы

к.т.н., доцент кафедры «Теплогазоснабжение и вентиляция»

Галкина Н.И.



## Оглавление

<b>ВВЕДЕНИЕ.....</b>	<b>4</b>
<b>1. КЛАССИФИКАЦИЯ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ. ....</b>	<b>6</b>
<b>2. КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТОРА. ....</b>	<b>16</b>
<b>3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА.....</b>	<b>24</b>
<b>4. ПРИМЕР ОЦЕНКИ ПЛОЩАДИ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА И СЕЧЕНИЙ ДЛЯ ДВИЖЕНИЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ. ....</b>	<b>27</b>
<b>5. ПРИМЕР ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГЕОМЕТРИИ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ТЕПЛООБМЕННИКА .....</b>	<b>37</b>
<b>СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ .....</b>	<b>39</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ А.....</b>	<b>40</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....</b>	<b>42</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ В.....</b>	<b>44</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ Г.....</b>	<b>44</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ Д.....</b>	<b>45</b>

## ВВЕДЕНИЕ

В самых различных областях техники постоянно возникает необходимость в разработке и создании теплообменных аппаратов, служащих для передачи теплоты от одного теплоносителя к другому. При этом, в соответствии с исходными требованиями решаемой задачи, необходимо выбрать подходящий вариант конструкции теплообменника; произвести его конструктивный расчет, определив при этом основные геометрические размеры конструируемого аппарата; произвести поверочный расчет проектируемого аппарата, с целью проверки, соответствует ли он исходным требованиям.

Для выполнения указанных работ необходимы знания о существующих вариантах конструкций теплообменников и их технических характеристиках; знания о методах теплотехнического расчета теплообменных аппаратов; умение пользоваться справочной и нормативной литературой; умение выполнять на практике конструирование и расчет теплообменника.

Целью настоящих методических указаний является обучение студентов умению выбирать, соответственно решаемой технической задаче, рациональную конструкцию теплообменного аппарата и выполнять его теплотехнический расчет.

В инженерных расчетах рассматривают два основных вида теплового расчёта теплообменных аппаратов: тепловой конструктивный и тепловой поверочный (проверочный) расчеты.

Тепловой конструктивный расчет выполняют при проектировании новых аппаратов в целях определения площади поверхности теплообмена и количества переданной теплоты. Тепловой поверочный расчет выполняют, если известна конструкция теп-

### Современные системы климатизации зданий

лообменного аппарата и соответственно площадь поверхности теплообмена, а необходимо определить конечные температуры теплоносителей и количество переданной теплоты.

В обоих случаях тепловой расчет основан на совместном решении уравнений теплового баланса и теплопередачи.

## 1. КЛАССИФИКАЦИЯ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ.

**Рекуперация тепла** - это процесс возврата тепла, процесс его получения назад.

**Теплообменный аппарат** – устройство для передачи от одного теплоносителя к другому.

### ***1. По направлению движения сред (различие заключается в схеме направления воздушных потоков):***

- перекрёстноточные рекуператоры (потоки направлены перпендикулярно друг другу);

- противоточные рекуператоры (приток и вытяжка направлены противоположно относительно друг друга);

- прямоточные рекуператоры (потоки параллельны и однонаправлены).

### ***2. По температуре теплоносителя:***

- высокотемпературные рекуператоры (с температурой теплоносителя от 600°C и выше);

- среднетемпературные рекуператоры (рекуператоры с температурой теплоносителя в диапазоне от 300 °C до 600 °C);

- низкотемпературные рекуператоры (температура менее 300 °C).

### ***3. По строению различают:***

- **рекуператоры кожухотрубные;**

К недостаткам кожухотрубных рекуператоров можно отне-

сти их вес, габариты и трудоёмкость обслуживания (рис. 1).

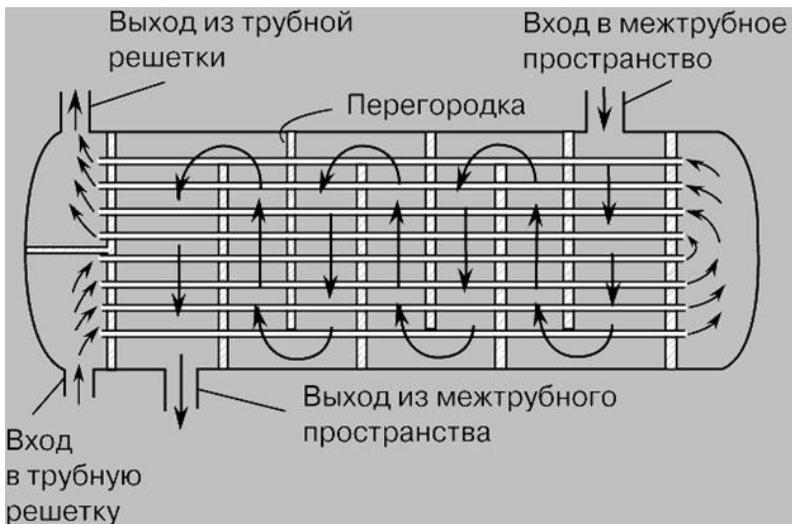


Рис. 1. Рекуператор кожухотрубный

**-· рекуператоры спиральные;**

Спиральные теплообменники (рис. 2) представляют собой два спиральных канала, которые навиты из рулонного материала вокруг центральной разделительной перегородки — керна. Среды движутся по каналам. Как правило, такие теплообменники служат для нагревания и охлаждения высоковязких жидкостей.



Рис. 2. Рекуператор спиральный

**- рекуператоры роторные (рис. 3);**

Между приточным и вытяжным воздуховодами устанавливается дополнительная вращающаяся часть – ротор. Стенки ротора выполняют функцию теплообменника. Интенсивность теплообмена регулируется частотой его вращения. Ротор, постоянно вращаясь, забирает часть тепла от вытяжного воздуха и, повернувшись на 180 градусов, отдает его приточному.

**Преимущества:**

- высокая эффективность теплообмена (возврат тепла в объеме 75-85%).
- благодаря тому, что процесс тепломассообмена осу-

ществляется по большой удельной поверхности используемой насадки, агрегат в целом имеет минимальные габариты;

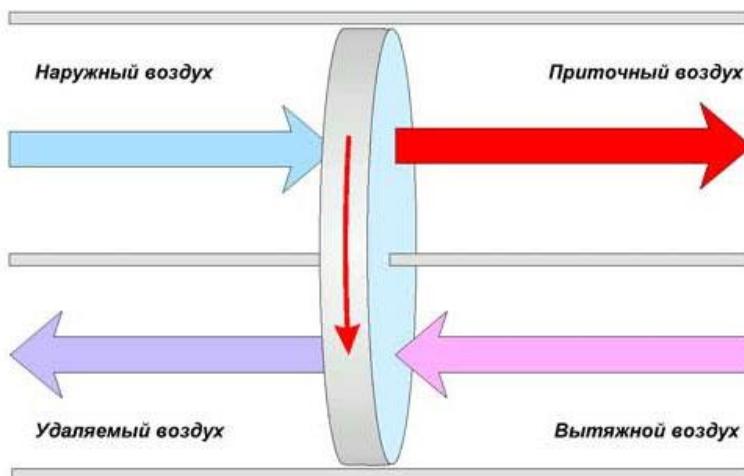
- регулирование скорости вращения ротора позволяет управлять общей эффективностью рекуператора.

**Недостатки:**

- за счет наличия зазоров и неплотностей между неподвижным корпусом и ротором существует риск смешения потоков воздуха, то есть грязь, запах, дым и т.д. могут частично возвращаться в помещение;

- наличие вращающихся частей усложняет конструкцию, повышает шумовые характеристики, может способствовать возникновению дополнительных вибраций и требует соответствующего обслуживания.

- имеет место дополнительный расход электроэнергии, потребляемой приводом ротора и вентиляторами на преодоление добавленной потери напора на притоке и вытяжке.



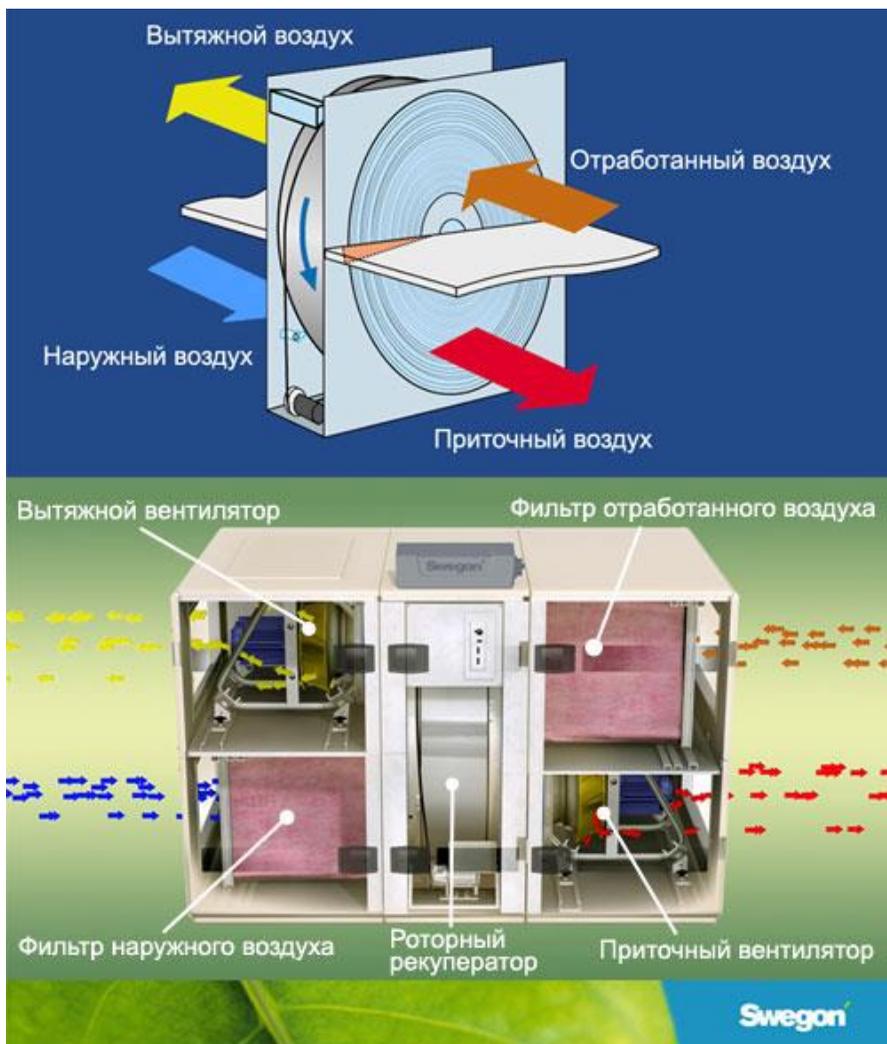


Рис. 3. Рекуператор роторный

-· **рекуператоры пластинчатые (рис. 4);**

Теплообменник пластинчатый — представляет собой камеру, разделенную на параллельно идущие каналы теплопроводящей перегородкой (пластиной). Отработанный теплый воздух выводится

по одному воздуховоду, а приточный подается по второму. Удаляемый воздух посредством теплообменной перегородки отдает часть тепловой энергии приточным воздушным массам.

**Преимущества:**

- отсутствие движущихся частей;
- высокий КПД (возврат тепла достигает 50...90%);
- возможность работы с высокотемпературными газовыми смесями (до +200°C);
- незначительное увеличение аэродинамического сопротивления вентиляционной магистрали;
- простота регулировки (объем проходящего через рекуператор воздуха регулируется посредством перепускного клапана).

**Недостатки:**

- конструктивная особенность пересечения потоков, создает увеличение габаритных размеров агрегата, что не всегда выгодно, при выборе места установки.
- в момент зимнего использования, возможно обмерзание теплообменника, что требует временное отключение вентилятора и необходим отвод конденсата.

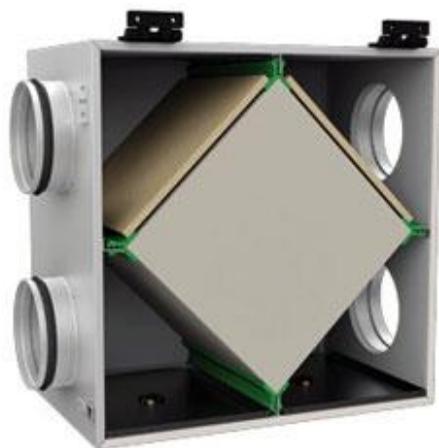
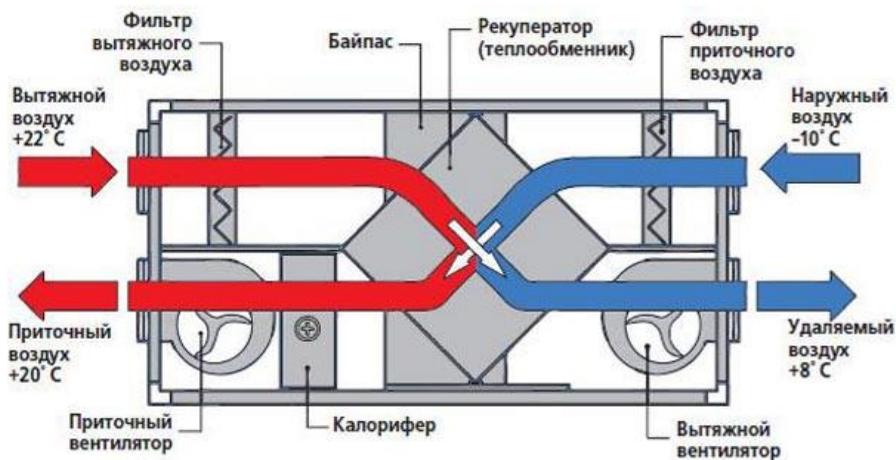


Рис. 4. Рекуператор пластинчатый

**- рекуператоры пластинчатые оребрѐнные (рис. 5);**

Оребрѐнный пластинчатый рекуператор состоит из тонкостенных оребрѐнных панелей, изготовленных методом высокочастотной сварки, соединѐнных поочерѐдно с поворотом

на 90 градусов. За счёт конструкции, а также многообразия используемых материалов достигаются высокие температуры греющих сред, небольшие сопротивления, высокие показатели отношения теплопередающей площади к массе теплообменника, длительный срок службы, низкая стоимость. Такой тип рекуператоров часто используются для утилизации тепла отходящих газов.

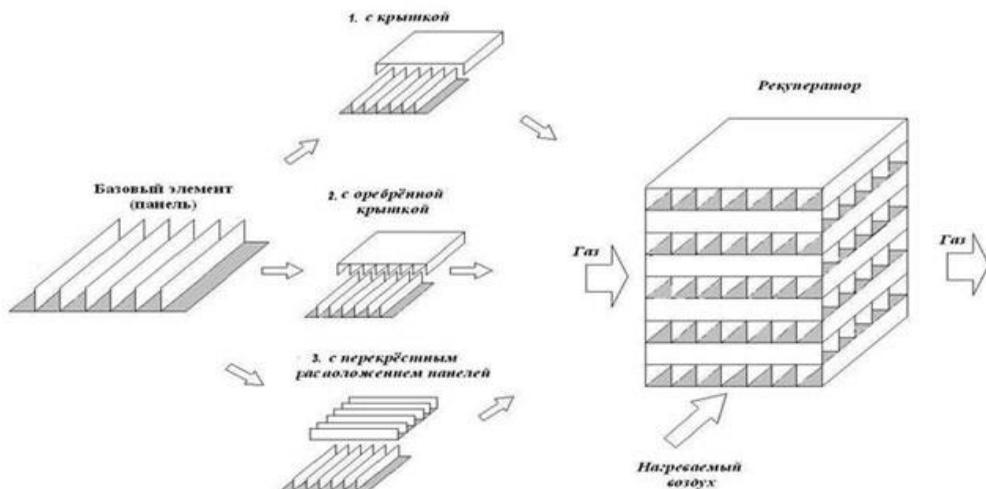


Рис. 5. Рекуператор оребренный

Оребрённые пластинчатые рекуператоры тепла обладают следующими преимуществами по сравнению с аналогичными роторными и традиционными пластинчатыми рекуператорами:

- большие предельные рабочие температуры (до 1250 С);
- меньшие габариты и масса;
- меньшая стоимость;
- меньшие сроки окупаемости;
- низкие сопротивления по газо-воздушным трактам;
- меньшая склонность к зашлаковыванию и простота

очистки каналов от шлака;

- большим сроком службы;

- большим периодом между ремонтом и проф. обслуживанием;

- меньшая массогабаритная характеристика удешевляет монтаж и транспортировку рекуператоров;

- высокая термопластичность (снижение термических напряжений, коробления и разрушения за счет низких градиентов температурных полей).

#### ***4. По области применения рекуператоры разделяются на:***

- бытовые рекуператоры - агрегаты с небольшими габаритами и производительностью (например, приточно-вытяжные рекуператоры, основной задачей которых является вентиляция с рекуперацией тепла). Приточно-вытяжные рекуператоры могут быть выполнены по-разному: это может быть как теплообменник пластинчатый, так и роторный теплообменник.

- промышленные рекуператоры — это аппараты, используемые на производствах с тепловыми технологическими процессами. Чаще всего под промышленным рекуператором подразумевают именно теплообменник пластинчатый.

#### ***5. По типу рабочей среды различают:***

- воздушные рекуператоры (вентиляционный рекуператор, то есть теплообменник, задачей которого является вентиляция с рекуперацией тепла);

- газовые рекуператоры (в качестве теплоносителя, как пра-

вило, используется дым, то есть выполняется задача утилизации тепла исходящих газов на производстве);

– жидкостные рекуператоры (спиральные теплообменники или батарейные рекуператоры, обычно использующиеся в плавательных бассейнах).

**Коэффициент эффективности рекуперации тепла** - отношение между максимально возможным полученным теплом и теплом, полученным в действительности. Теоретически эффективность может меняться в пределах от 30 до 90%. Эта характеристика зависит от стоимости, производителя и типа рекуператора.

## 2. КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТОРА.

Для разработки рациональной конструкции теплообменного аппарата, отвечающей исходным требованиям на проектирование, необходимо соблюдать определенную последовательность действий. Для наглядности эта последовательность проиллюстрирована примером конструирования и расчета секционного теплообменника. Изложенные принципы можно применить и к расчету других типов рекуперативных теплообменников.

Конструирование и расчет теплообменного аппарата основываются на исходных данных решаемой задачи. В их число обязательно входят сведения о теплоносителях, поступающих в теплообменник: об их расходах, начальных и конечных температурах, теплофизических свойствах. Если теплоноситель изменяет в теплообменнике свое агрегатное состояние, то необходимы сведения о составе двухфазных потоков на входе и выходе из аппарата.

### **Оценка площади поверхности теплообмена и сечений для движения теплоносителей.**

1. На основе уравнения теплового баланса определяется тепловой поток, передаваемый в теплообменнике:

$$Q = G_1 c_1 (t'_1 - t''_1) = G_2 c_2 (t'_2 - t''_2) \quad (1)$$

где  $t'_1$  – температура греющего теплоносителя на входе в теплообменник, °С;

$t''_1$  – температура греющего теплоносителя на выходе из теплообменника, °С;

$t'_2$  – температура нагреваемого теплоносителя на входе в теплообменник, °С;

$t''_2$  – температура нагреваемого теплоносителя на выходе из теплообменника, °С;

$G_1$  – массовый расход греющего теплоносителя, кг/с;

$G_2$  – массовый расход нагреваемого теплоносителя, кг/с;

$c_1$  – изобарная теплоемкость греющего теплоносителя, кДж/(кг·К);

$c_2$  – изобарная теплоемкость нагреваемого теплоносителя, кДж/(кг·К).

Правила индексации:

индекс 1 – относится к параметрам греющего теплоносителя;

индекс 2 – к параметрам нагреваемого теплоносителя;

индекс ' – обозначает параметры любого из теплоносителей на входе в теплообменник;

индекс '' – параметры любого из теплоносителей на выходе из теплообменника;

2. Средняя температура нагреваемого теплоносителя:

$$\bar{t} = 0,5(t'_2 + t''_2), \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (2)$$

Среднюю теплоемкость и среднюю плотность нагреваемого теплоносителя определяют при его средней температуре с помощью таблиц теплофизических свойств воды (Приложение А).

3. Средний температурный напор в теплообменнике

определяют с помощью схематического изображения зависимости изменения температур теплоносителей по длине поверхности теплообмена — схемы температурных напоров (рис. 6).

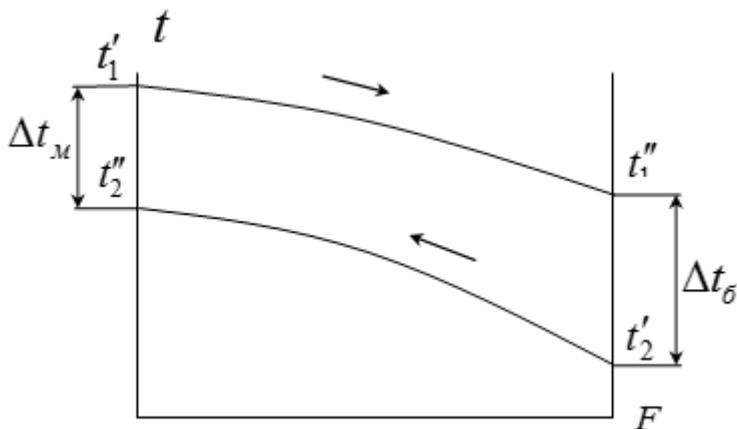


Рис. 6. Схема температурных напоров

Здесь показаны зависимости изменения температур греющего и нагреваемого теплоносителя по длине (или площади) поверхности теплообмена.

Исходя из построенной схемы, с учетом численных значений температур теплоносителей на входе и выходе из теплообменника, получаем:

Большой температурный напор

$$\Delta t_{\delta} = t''_1 - t'_2, \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3)$$

Меньший температурный напор

$$\Delta t_M = t'_1 - t''_2, \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4)$$

Средний логарифмический температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{m}}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{m})}, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (5)$$

4. Площадь поверхности теплообмена определяется из уравнения теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t}, \quad \text{м}^2 \quad (6)$$

где  $k$  — коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>К);

$Q$  — тепловой поток, Вт.

5. На начальном этапе конструирования ни коэффициент теплопередачи в теплообменнике, ни площадь поверхности теплообмена не известны. Поэтому, основываясь на опыте конструирования и расчета теплообменников выбранного типа, величиной коэффициента теплопередачи приходится задаваться.

Как правило, радиус кривизны поверхности теплообмена рекуператоров во много раз больше ее толщины. В этих условиях коэффициент теплопередачи может быть рассчитан с помощью уравнения для плоской стенки:

$$k = \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}, \quad (7)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2$  — соответственно, средние по поверхности теплообмена коэффициенты теплоотдачи от греющего и к нагреваемому теплоносителям, Вт/(м<sup>2</sup>К);

$\delta$  — толщина теплопередающей стенки, м;

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности материала, из которого она изготовлена, Вт/(мК).

Ориентировочные значения величины коэффициента теплопередачи приведены в приложении Б.

6. Средняя температура греющего теплоносителя

$$\bar{t}_1 = 0,5(t_1' + t_1''), \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8)$$

Среднюю теплоемкость и среднюю плотность греющего теплоносителя определяют при его средней температуре с помощью таблиц теплофизических свойств воды (Приложение А).

7. Массовый расход греющего теплоносителя определяется исходя из уравнения (1):

$$G_1 = \frac{Q}{c_1(t_1' - t_1'')}, \text{ кг/с} \quad (9)$$

При конструировании и расчете теплообменного аппарата возникает необходимость выбора скорости движения теплоносителей в элементах конструкции. Повышение скорости теплоносителя приводит к увеличению интенсивности теплообмена, но вызывает рост гидравлических потерь. Рекомендуемые значения скорости различных теплоносителей, полученные на основе опыта конструирования и эксплуатации теплообменных аппаратов, представлены в приложении В.

Для аппаратов, в которых одним из теплоносителей является морская вода, рекомендуется применять:

- при скорости воды до 5 м/с и температуре стенки трубы до 60 °С – трубы из мельхиора МНЖМц 30-1-1;
- при скорости воды до 2 м/с и температуре стенки до 50 °С – трубы из медно-никелевого сплава МНЖ 5-1;
- при скорости морской воды до 1,2 м/с допускается применение трубок из оловянистой латуни ЛО 70-1;
- при скорости морской воды до 0,9 м/с допускается применение трубок из меди МЗ или МЗС.

Приведенные значения скоростей являются максимальными расчетными скоростями. Скорости пресной воды в латунных и медных трубах могут быть повышены в среднем на 50 %.

Для теплоносителей «пар – конденсат», «пар – масло» со скоростью движения потока не более 1,8 м/с рекомендуется применять:

- трубы из латуни Л68 или нержавеющей стали (08Х21Н6М2Т, 08Х22Н6Т, 08Х14МФ).
- Для теплоносителей «жидкое топливо – пар», «жидкое топливо – конденсат» рекомендуется применять трубы из углеродистой стали (стали 10).

Максимально допустимая скорость пара (насыщенного и влажного) для всех материалов трубок не должна превышать 50 м/с, так как дальнейшее увеличение скорости приводит к эрозионному разрушению трубок.

Максимально допустимая скорость жидких теплоносителей для трубок из углеродистой и нержавеющей сталей определяется

допустимыми значениями потерь напора теплоносителей в аппаратах.

Высоколегированные нержавеющие стали марок ОХ18Н10Т, Х18Н10Т обладают высокой коррозионной стойкостью в дистилляте, паре, растворах солей (кроме хлоридов) и щелочей. В морской воде эти стали подвержены язвенной и щелевой коррозии и могут применяться только с протекторной защитой.

При высокой концентрации солей в теплоносителе (более 5 г/л) возможно применение титана марки ВТ1-0.

Максимально допустимые температуры теплоносителя для трубок из различных материалов приведены в прил. Г.

Определяем число трубок в трубном пучке теплообменника. Предварительно задаем скорость воды в трубках.

Внутренний диаметр трубок:

$$d_g = d_n - 2\delta, \text{ мм} \quad (9)$$

Средний диаметр трубок:

$$d_c = 0,5(d_n + d_g), \text{ мм} \quad (10)$$

8. Требуемое число трубок определяется из уравнения неразрывности:

$$\frac{G_2}{\rho_2} = f_2 w_2, \quad (11)$$

где  $f_2$  — площадь проходного сечения для нагреваемого теплоносителя, м<sup>2</sup>;

$W_2$  — средняя по сечению трубки скорость нагреваемого теплоносителя, м/с.

Площадь проходного сечения для нагреваемого теплоносителя складывается из проходных сечений трубок трубного пучка:

$$f_2 = n \frac{\pi d_g^2}{4}, \quad (12)$$

где  $n$  — число трубок в пучке.

Требуемое число трубок:

$$n = \frac{4G_2}{\pi \rho_2 w_2 d_g^2}. \quad (13)$$

9. Уточняется значение скорости нагреваемого теплоносителя в трубках

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 f_2} = \frac{4G_2}{\pi \rho_2 d_g^2 n}, \quad \text{м/с} \quad (14)$$

Так как ожидаемые значения коэффициента теплоотдачи и со стороны греющего и со стороны нагреваемого теплоносителей должны быть одного и того же порядка, расчет площади поверх-

ности теплообмена ведется по среднему диаметру теплопередающих трубок:

$$F = n\pi d_c l, \quad (15)$$

где  $l$  — длина трубок в пучке, м.

$$l = \frac{F}{n\pi d_c}, \text{ м} \quad (16)$$

10. Сравнить полученную длину трубного пучка с данными стандартных секционных теплообменников (прил. Д).

### 3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Исходные данные для расчета рекуперативного теплообменника представлены в табл. 1, соответствующие номеру своего варианта.

Требуется:

1. Разработать конструкцию рекуператора, соответствующую исходным требованиям;
2. Выполнить конструктивный расчет рекуператора с определением его основных геометрических размеров;

Таблица 1

## Исходные данные к расчету рекуператора

№ вар	Греющий теплоноситель	$t'_1$ °C	$t''_1$ °C	Нагреваемый носитель	$t'_2$ °C	$t''_2$ °C	$G_2$ кг/с
1	Вода	90	70	Вода	20	47	1,05
2	Вода	85	67	Вода	14	26	1,4
3	Вода	85	69	Вода	14	28	1,3
4	Вода	85	71	Вода	14	30	1,2
5	Вода	90	76	Вода	20	39	1,25
6	Вода	95	78	Вода	12	32	1,6
7	Вода	95	76	Вода	12	30	1,65
8	Вода	95	74	Вода	12	28	1,7
9	Вода	95	72	Вода	12	26	1,75
10	Вода	90	78	Вода	20	37	1,3
11	Вода	95	68	Вода	12	22	1,85
12	Вода	80	58	Вода	10	34	1,4



Современные системы климатизации зданий

13	Вода	80	60	Вода	10	32	1,5
14	Вода	80	62	Вода	10	30	1,6
15	Вода	80	64	Вода	10	28	1,7
16	Вода	80	66	Вода	10	26	1,8
17	Вода	80	68	Вода	10	24	1,9
18	Вода	80	70	Вода	10	22	2,0
19	Вода	100	88	Вода	15	30	1,35
20	Вода	100	86	Вода	15	32	1,3
21	Вода	90	72	Вода	20	45	1,1
22	Вода	100	82	Вода	15	36	1,2
23	Вода	100	80	Вода	15	38	1,1
24	Вода	100	78	Вода	15	40	1,05
25	Вода	90	80	Вода	20	35	1,35

#### 4. ПРИМЕР ОЦЕНКИ ПЛОЩАДИ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА И СЕЧЕНИЙ ДЛЯ ДВИЖЕНИЯ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ.

Исходных данных для расчета теплообменника:

Греющий теплоноситель – вода;

Нагреваемый теплоноситель – вода;

Температура греющего теплоносителя на входе в теплообменник

$$t_1' = 90^{\circ}\text{C};$$

Температура греющего теплоносителя на выходе из теплообмен-

$$\text{ника } t_1'' = 70^{\circ}\text{C};$$

Массовый расход нагреваемого теплоносителя  $G_2 = 1,05$  кг/с;

Температура нагреваемого теплоносителя на входе в теплооб-

$$\text{менник } t_2' = 20^{\circ}\text{C};$$

Температура нагреваемого теплоносителя на выходе из теплооб-

$$\text{менника } t_2'' = 47^{\circ}\text{C};$$

1. Передаваемый в теплообменнике тепловой поток

$$Q = 1,05 \cdot 4,17 \cdot 10^3 (47 - 20) = 118,2 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

2. Средняя температура нагреваемого теплоносителя

$$\bar{t}_2 = 0,5(t_2' + t_2'') = 0,5(20 + 47) = 33,5^{\circ}\text{C}.$$

Среднюю теплоемкость нагреваемого теплоносителя определяем при его средней температуре с помощью таблиц теплофизических свойств воды (приложение А):

$$c_2 = 4,17 \cdot 10^3$$

Дж/(кг·К); средняя плотность нагреваемого теплоносителя

$$\rho_2 = 995 \text{ кг/м}^3.$$

Делаем предварительный выбор типа теплообменника. На основании изучения опыта конструирования и эксплуатации рекуператоров для комбинации теплоносителей вода—вода при относительно небольших расходах теплоносителей может быть использована конструкция секционного теплообменника. Для него возможны два варианта схемы движения теплоносителей: прямоточная или противоточная. Противоточная схема, обычно, предпочтительнее прямоточной, так как позволяет получить больший средний температурный напор между теплоносителями и, тем самым, уменьшить требуемую площадь поверхности теплообмена. Выбираем противоточную схему движения теплоносителей.

3. Схематическое изображение зависимостей изменения температур теплоносителей по длине поверхности теплообмена представлено на рис. 7. Показаны зависимости изменения температур греющего и нагреваемого теплоносителя по длине (или площади) поверхности теплообмена.

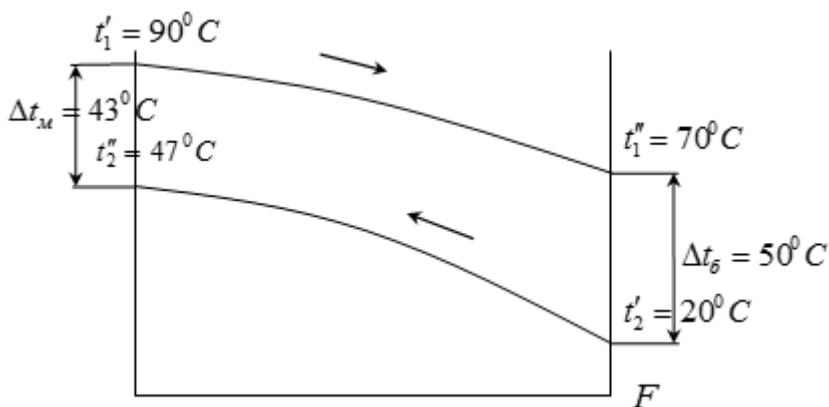


Рис. 7. Схема температурных напоров (пример)

Исходя из построенной схемы, с учетом численных значений температур теплоносителей на входе и выходе из теплообменника, получаем:

Большой температурный напор

$$\Delta t_{\text{б}} = t''_1 - t'_2 = 70 - 20 = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Меньший температурный напор

$$\Delta t_{\text{м}} = t'_1 - t''_2 = 90 - 47 = 43 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Средний логарифмический температурный напор

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\text{б}}/\Delta t_{\text{м}})} = \frac{50 - 43}{\ln(50/43)} = 46,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4. Не имеет принципиального значения, какой величиной коэффициента теплопередачи мы задаемся в начале расчета. Если она будет существенно (в несколько раз) отличаться от истинного значения коэффициента теплопередачи, то в процессе кон-

струирования и расчета понадобится сделать больше приближений.

Таким образом, если полагать, что ориентировочное значение коэффициентов теплоотдачи в условиях вынужденного движения воды в конструируемом рекуператоре может быть порядка  $4000\text{--}8000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ , а поверхность теплообмена, будет иметь толщину 1 мм и выполнена из латуни, можем считать ожидаемый коэффициент теплопередачи равным  $2000\text{--}4000 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ .

5. Оценочное значение площади поверхности теплообмена

$$F = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{118,2 \cdot 10^3}{3000 \cdot 46,4} = 0,85 \text{ м}^2$$

6. Средняя температура греющего теплоносителя

$$\bar{t}_1 = 0,5(t_1' + t_1'') = 0,5(90 + 70) = 80^0 \text{ C}$$

Среднюю теплоемкость греющего теплоносителя определяем, соответственно, при его средней температуре с помощью таблиц теплофизических свойств воды (приложение А):

$c_1 = 4,195 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ . Соответственно, из той же таблицы, средняя плотность греющего теплоносителя  $\rho_1 = 972 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

7. Массовый расход греющего теплоносителя

$$G_1 = \frac{Q}{c_1(t'_1 - t_1)} = \frac{118,2 \cdot 10^3}{4,195 \cdot 10^3 (90 - 70)} = 1,41$$

кг/с.

Задаем скорость воды в трубках  $w_2 = 1 \text{ м/с}$  (прил. В).

Предполагаем изготовить трубный пучок из латунных трубок размером 16x1, т.е. наружным диаметром  $d_n = 16$  мм и толщиной стенки  $\delta = 1$  мм. Нагреваемую жидкость будем подавать в полости трубок.

Внутренний диаметр трубки

$$d_e = d_n - 2\delta = 16 - 2 \cdot 1 = 14 \text{ мм}$$

Средний диаметр трубки

$$d_c = 0,5(d_n + d_e) = 0,5(16 + 14) = 15 \text{ мм}$$

8. Требуемое число трубок

$$n = \frac{4G_2}{\pi \rho_2 w_2 d_e^2} = \frac{4 \cdot 1,05}{\pi \cdot 995 \cdot 1 \cdot 0,014^2} = 6,8.$$

Принимаем число трубок в пучке  $n = 7$ .

9. Уточняем значение скорости нагреваемого теплоносителя в трубках

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 f_2} = \frac{4G_2}{\pi \rho_2 d_g^2 n} = \frac{4 \cdot 1,05}{\pi \cdot 995 \cdot 0,014^2 \cdot 7} = 0,98$$

м/с.

10. Длина трубок в пучке

$$l = \frac{F}{n \pi d_c} = \frac{0,85}{7 \cdot \pi \cdot 0,015} = 2,58 \text{ м.}$$

Сравнивая полученную длину трубного пучка с данными стандартных секционных теплообменников (прил. Д) делаем вывод, что полученная длина приемлема.

## **Определение геометрии поперечного сечения теплообменника**

Компактность теплообменника, его эффективность и надежность зависят от наружного диаметра трубок и шага, т. е. расстояния между осями соседних трубок, а также от расположения трубок в пучке (способа разбивки).

В теплообменниках минимальный наружный диаметр трубок составляет 10 мм, поскольку трубки меньшего диаметра в процессе эксплуатации быстро засоряются.

Шаг трубок обычно выбирают минимальным. Минимальное значение шага зависит от способа крепления трубок в трубной доске.

Существуют следующие способы разбивки трубок: шахматная и частный ее случай – треугольная (ромбическая); коридорная, и частный ее случай – квадратная; по концентрическим окружностям и радиальная.

Пример треугольной разбивки приведен на рис. 8, как наиболее компактной, так как в этом случае на единице площади трубной доски можно разместить наибольшее количество трубок и иметь в единице объема наибольшую поверхность теплообмена.

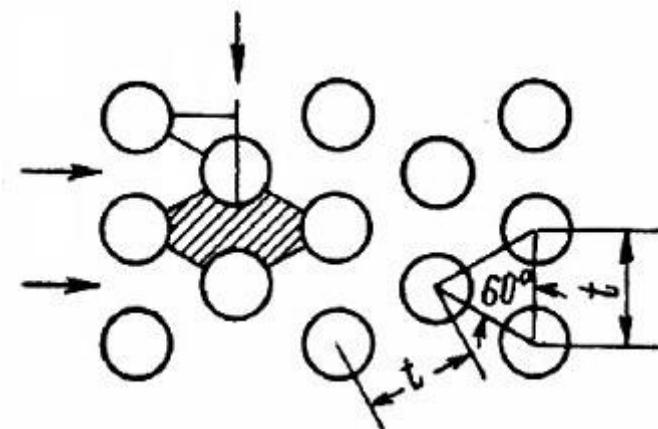


Рис. 8. Треугольная разбивка трубок

1. Определяем конструкцию поперечного сечения теплообменника. На рисунке 9 приведен его поперечный разрез. В корпусе 1 расположены трубки 2. Шаг между трубками обычно выбирают в пределах  $s = (1,25 - 1,5)d_n$ . Чем меньше шаг между трубками, тем меньше площадь сечения для движения теплоносителя в межтрубном пространстве, т.е. тем выше скорость его движения. Однако, с уменьшением шага, растут технологические проблемы крепления трубок в трубных решетках.

2. Минимальный зазор между крайними трубками и корпусом теплообменника обычно принимается равным  $k \geq 5$  мм. Тогда, как ясно из рисунка 8, внутренний диаметр корпуса теплообменника будет равен

$$D_{в} = 2s + d_n + 2k, \text{ мм} \quad (17)$$

3. Определяем площадь сечения теплообменника для движения греющего теплоносителя, т.е. площадь поперечного сече-

ния межтрубного пространства:

$$f_1 = \frac{\pi D_в^2}{4} - n \frac{\pi d_н^2}{4} = \frac{\pi}{4} (D_в^2 - n d_н^2)$$

(18)

4. Скорость движения греющего теплоносителя в межтрубном пространстве

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 f_1}, \text{ м/с}$$

(19)

5. По завершению этого этапа расчетов необходимо сделать анализ полученных результатов: укладываются ли в рекомендуемый диапазон полученные скорости движения теплоносителей, близки ли к размерам стандартных секционных рекуператоров поперечное сечение и оценочная длина теплообменника (прил. Д).

При неудовлетворительных результатах предварительного расчета, необходимо повторить расчет, изменив геометрию поперечного сечения теплообменника. Например, если скорости движения теплоносителей слишком высоки, необходимо увеличить число трубок в трубном пучке и, соответственно, увеличить диаметр корпуса теплообменника.

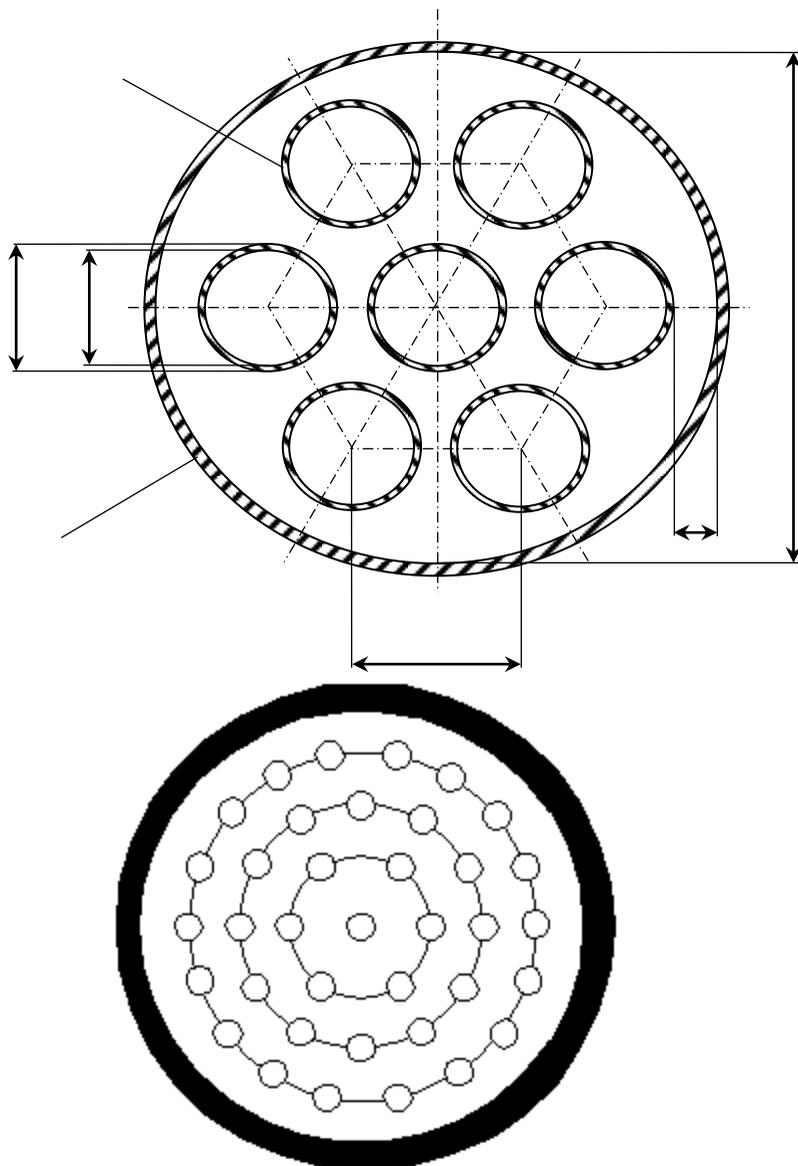


Рис. 9. Поперечный разрез теплообменника

## 5. ПРИМЕР ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГЕОМЕТРИИ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ТЕПЛООБМЕННИКА

1. Определяем конструкцию поперечного сечения теплообменника. Принимаем один из основных вариантов размещения трубок в трубном пучке — по вершинам равносторонних треугольников.

$$\text{Принимаем шаг } s = 1,25d_n = 1,25 \cdot 16 = 20 \text{ мм}$$

2. Минимальный зазор между крайними трубками и корпусом теплообменника принимаем  $k = 5$  мм.

Внутренний диаметр корпуса теплообменника будет равен

$$D_g = 2s + d_n + 2k = 2 \cdot 20 + 16 + 2 \cdot 5 = 66 \text{ мм}$$

3. Площадь поперечного сечения межтрубного пространства

$$f_1 = \frac{\pi}{4} (0,066^2 - 7 \cdot 0,016^2) = 20,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

4. Скорость движения греющего теплоносителя в межтрубном пространстве

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 f_1} = \frac{1,41}{972 \cdot 20,1 \cdot 10^{-4}} = 0,72 \text{ м/с.}$$

5. Анализ полученных результатов расчетов позволяет сделать вывод о том, что полученные скорости движения теплоносителей укладываются в рекомендуемый диапазон. Поперечное сечение и оценочная длина теплообменника близки к размерам

стандартных секционных рекуператоров. Значит, полученные результаты можно взять за основу дальнейших расчетов.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. СП 50.13330.2012 Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003.
2. СП 60.13330.2012 Отопление, вентиляция и кондиционирование. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003.
3. Справочник по теплообменникам, т. 2 / пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко и др.—М.: Энергоатомиздат, 1987.—352 с.
4. Промышленные тепломассообменные процессы и установки / А.М. Бакластов [и др.], — М.: Энергоатомиздат, 1986.— 328 с.
5. Ильченко О.Т. Тепло- и массообменные аппараты ТЭС и АЭС: учебное пособие. – К.: Вища школа, 1992. – 207 с.
6. Справочник по теплообменникам: в 2 т., т.1 //пер. с англ. под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 560 с.
7. Справочник по теплообменникам: в 2 т., т.2 //пер. с англ. под ред. О.Г. Мартыненко [и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.
8. Справочник по теплообменникам. т.І, т.ІІ; под ред. О.Г. Мартыненко, А.А.Михалевича, В.К.Шикова. М.: Энергоатомиздат, 1987.
9. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках/ А.А. Жукаускас. – М.: Наука, 1982. – 472 с.

**ПРИЛОЖЕНИЕ А.**

Таблица А.1 – Теплофизические свойства воды при атмосферном давлении

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Плотность $\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	Удельная тепло- емкость $c_p, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$	Теплопроводность $\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$	Кинематическая вязкость $\nu\cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Число Прандтля $Pr$
0	999,9	4,212	0,551	1,789	13,67
10	999,7	4,191	0,574	1,306	9,52
20	998,2	4,183	0,599	1,006	7,02
30	995,7	4,174	0,618	0,805	5,42
40	992,2	4,174	0,635	0,659	4,31
50	988,1	4,174	0,648	0,556	3,54
60	983,2	4,179	0,659	0,478	2,98
70	977,8	4,187	0,668	0,415	2,55

## Современные системы климатизации зданий

80	971,8	4,195	0,674	0,365	2,21
90	965,3	4,208	0,680	0,326	1,95
100	958,4	4,220	0,683	0,295	1,75

Таблица А.2 – Теплофизические свойства воздуха при атмосферном давлении

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Плотность $\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	Удельная теплоем- кость $c_p, \text{кДж}/(\text{кг}*\text{K})$	Теплопроводность $\lambda, \text{Вт}/(\text{м}*\text{K})$	Кинематическая вязкость $\nu*10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Число Прандтля $Pr$
-150	2.793	1.026	0.0116	3.08	0.76
-100	1.980	1.009	0.0160	5.95	0.74
-50	1.534	1.005	0.0204	9.55	0.725
0	1.293	1.005	0.0243	13.30	0.715
20	1.205	1.005	0.0257	15.11	0.713
40	1.127	1.005	0.0271	16.97	0.711
60	1.067	1.009	0.0285	18.90	0.709

## Современные системы климатизации зданий

80	1.000	1.009	0.0299	20.94	0.708
100	0.946	1.009	0.0314	23.06	0.703
120	0.898	1.013	0.0328	25.23	0.70
140	0.854	1.013	0.0343	27.55	0.695
160	0.815	1.017	0.0358	29.85	0.69
180	0.779	1.022	0.0372	32.29	0.69
200	0.746	1.026	0.0386	34.63	0.685
250	0.675	1.034	0.0421	41.17	0.68
300	0.616	1.047	0.0454	47.85	0.68
350	0.566	1.055	0.0485	55.05	0.68
400	0.524	1.068	0.0515	62.53	0.68

**ПРИЛОЖЕНИЕ Б**

Таблица – Ориентировочные значения коэффициентов теплоотдачи

Процесс	Коэффициент теплоотдачи, $Вт/(м^2К)$
---------	--------------------------------------

Нагревание и охлаждение: газов перегретых паров масел воды органических жидкостей	1 — 60 20 — 120 60 — 1700 200 — 5000 300 – 2500
Кипение: органических жидкостей воды	600 — 3000 1000 — 10000
Пленочная конденсация: Органических паров Органических жидкостей Воды и водных растворов	600—2500 500-2500 1000—15000

Примечание: в графе «нагревание и охлаждение газов», меньшие значения коэффициента теплоотдачи относятся к условиям естественной конвекции, а большие — характерны для вынужденной конвекции.

## ПРИЛОЖЕНИЕ В

Таблица Рекомендуемые скорости теплоносителей

Теплоносители	Скорость, м/с
Маловязкие жидкости (вода, бензин, керосин)	0,5-3
Вязкие жидкости (масла, растворы солей)	0,2-1
Запыленные газы при атмосферном давлении	6-10
Не запыленные газы при атмосферном давлении	12-16
Газы под давлением (до десятков МПа)	До 15-20
Насыщенный водяной пар	30-50
Перегретый водяной пар	30-75

## ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Таблица Г – Максимально допустимые температуры теплоносителя для трубок из различных материалов

Материал трубок	Максимальная допускаемая температура рабочей среды, °С
Мельхиор МНЖ Мц 30-1-1	350
Медноникелевый сплав МНЖ 5-1	350
Латунь ЛО 70-1, латунь Л68, медь МЗС	250
Стали: 10; X18H10T; OX18K10T	400

**ПРИЛОЖЕНИЕ Д**

Таблица Д1 – Технические данные секционных теплообменников

Условное обозначение	Размеры, мм					Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>	Кол-во трубок, шт	Тепловой поток, кВт	Масса секции, кг
	L	D*/D <sub>B</sub>	d <sub>H</sub>	D	H				
1-57x2000-P	2000	57/51	48	110	200	0,38	4	14	24
2-57x4000-P	4000					0,75		23,9	37
3-76x2000-P	2000	76/70	57	125	200	0,65	7	22,5	33
4-76x4000-P	4000					1,32		38,9	52
5-89x2000-P	2000	89/82	76	145	240	0,93	10	31,7	40
6-89x4000-P	4000					1,88		54,9	64
7-114x2000-P	2000	114/107	89	160	300	1,79	19	63,8	58
8-114x4000-P	4000					3,58		110	91
9-168x2000-P	2000	168/159	133	210	400	3,49	37	109	113
10-168x4000-P	4000					6,98		191	194
11-219x2000-P	2000	219/207	159	240	500	5,75	61	203	173
12-219x4000-P	4000					11,51		349	301
13-273x2000-P	2000	273/259	219	295	600	10,28	109	398	262
14-273x4000-P	4000					20,56		674	462
15-325x2000-P	2000	325/309	273	350	600	14,24	151	549	338
16-325x4000-P	4000					28,49		931	599

Таблица Д2 - Технические характеристики и основные размеры подогревателей ПВМР

Обозначение подогревателя	Основные размеры, мм							Главные характеристики							
	D <sub>к</sub>	L	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	H	d <sub>н</sub>	Площадь поверхности нагрева, м <sup>2</sup>		Расход сетевой воды, т/ч		Тепловой поток, кВт, при трубках			
							А, Б, В, Г	Ø16×1		Ø19×1		гладких		профильно-витых	
								Ø16×1	Ø19×1	Ø16×1	Ø19×1	Ø16×1	Ø19×1	Ø16×1	Ø19×1
ПВМР114*2-1,0	114	2410	458	129	150	300	57	0,97	0,7	6,0	4,9	31	20	37	24
ПВМР114*2-1,6		2420	508	179											
ПВМР159*2-1,0	159	2436	485	145	160	410	57	2,1	2,0	14,0	11,0	94,5	63,3	113	76
ПВМР159*2-1,0		2470	540	198											
ПВМР168*2-1,0	168	2460	510	145	170	410	89	2,9	2,3	18,0	16,2	112	78	134	94
ПВМР168*2-1,6		2480	577	212											
ПВМР219*2-1,0	219	2510	576	167	190	500	133	5,0	4,6	30,0	32,5	189	170	227	204
ПВМР219*2-1,6		2540	656	247											
ПВМР273*2-1,0	273	2525	580	167	193	600	133	9,4	8,2	55,0	58,4	379	330	455	396
ПВМР273*2-1,6		2540	656	247											
ПВМР325*2-1,0	325	2630	713	210	240	600	219	14,2	12,2	82,0	86,0	586	490	703	588
ПВМР325*2-1,6		2680	819	316											
ПВМР377*2-1,0	377	2705	794	237	267	700	273	18,7	16,7	110,0	118,5	786	703	943	844
ПВМР377*2-1,6		2760	913	356											
ПВМР426*2-1,0	426	2730	798	237	267	700	273	25,4	21,6	150,0	152,6	1098	870	1318	1044
ПВМР426*2-1,6		2780	929	368											
ПВМР480*2-1,0	480	2760	800	240	260	800	273	28,8	26,0	170,0	178,0	1275	1150	1530	1380
ПВМР480*2-1,6		2800	940	380											
ПВМР530*2-1,0	530	2750	750	250	250	900	273	36,6	34,2	216,0	224,0	1642	1480	1970	1776
ПВМР530*2-1,6		2850	900	400											
ПВМР630*2-1,0	630	2880	785	230	239	1030	273	62,0	52,0	353,0	365,0	3140	2832	3768	3398
ПВМР630*2-1,6		2947	973	419											
ПВМР720*2-1,0	720	2970	910	245	250	1150	273	92,0	70,0	485,0	500,0	4671	4213	5605	5055
ПВМР720*2-1,6		3070	1100	445											
ПВМР820*2-1,0	820	3063	1022	270	342	1250	325	108,0	85,0	615,0	655,0	6213	5604	7455	6725
ПВМР820*2-1,6		3230	1257	505											