

Министерство образования Республики Беларусь  
**БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ**

Кафедра ЮНЕСКО «Энергосбережение и возобновляемые  
источники энергии»

**ТЕПЛОПЕРЕДАЧА**

Методические указания  
к курсовому проекту для студентов  
специальности 1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии  
и энергетический менеджмент» дневной и заочной формы обучения

**М и н с к 2008**

УДК 621.1.016.4(075.8)  
Т34

Составители:

Е.В. Кравченко, С.В. Климович

Рецензенты:

В.Л. Драгун, д.т.н.; П.Г. Кужир к.т.н.

Методических указаний составлены в соответствии с учебным планом по дисциплине «Теплопередача». Дисциплина «Теплопередача» является базовой при подготовке специалистов по специальности 1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент».

В данной работе рассмотрены основные вопросы теории теплообменных аппаратов, приводятся методики расчета различных типов теплообменных аппаратов смешенного типа, приведен пример расчёта горизонтального секционного кожухотрубного водоводяного подогревателя, даны теплофизические свойства материалов и теплоносителей.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение	5
1. Структура и содержание курсового проекта	6
1.1. Расчетно-пояснительная записка	6
1.2. Графическая часть	6
2. Классификация теплообменных аппаратов	7
2.1 Теплообменные аппараты непрерывного действия	8
2.2 Теплоносители	8
2.3. Конструкции аппаратов поверхностного типа	9
3. Тепловой и конструктивный расчет аппаратов поверхностного типа	15
3.1 Основные положения теплового расчета	16
3.1.1 Исходные уравнения теплопередачи	16
3.1.2 Коэффициент теплопередачи	24
3.1.3 Теплоотдача при вынужденном течении жидкости в трубах	27
3.2 Конструктивный расчет теплообменных аппаратов	34
3.2.1. Расчет кожухотрубного теплообменного аппарата	34
3.2.2 Расчет внутреннего диаметра корпуса кожухотрубного теплообменного аппарата	36
3.2.3 Конструкция и размеры межтрубного пространства кожухотрубного теплообменного аппарата	37
3.2.4 Определение диаметров патрубков кожухотрубного теплообменного аппарата	41
3.2.5 Расчет спирального теплообменного аппарата	41
3.2.6 Расчет змеевикового теплообменного аппарата	41

3.2.7 Расчет пластинчатого теплообменного аппарата	44
4. Гидрадинамический расчет теплообменных аппаратов	46
5. Пример расчета теплообменного аппарата	50
Список использованных источников	57
Приложения	59

## ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Теплопередача» является базовой при подготовке специалистов по специальности 1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент». В учебный план курса «Теплопередача» включено выполнение курсового проекта «Тепловой, конструктивный и гидродинамический расчет теплообменного аппарата».

Цель настоящих методических указаний – сформулировать требования и оказать помощь студентам дневной и заочной формы обучения в выполнении курсового проекта. В работе излагаются основные положения теории теплообмена, приведены уравнения теплового баланса и теплопередачи применительно к расчету теплообменных аппаратов поверхностного типа.

Особое внимание уделено расчету кожухотрубных рекуперативных теплообменников, получившему широкое применение в промышленной теплоэнергетике. Приведена общая методика расчета спирального, змеевикового и пластинчатого аппаратов. Рассмотрены вопросы гидродинамического расчета теплообменного аппарата.

## 1. СТРУКТУРА И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект, представляемый студентом к защите, включает в себя расчетно-пояснительную записку и чертежи, выполненные по индивидуальному заданию в полном объеме и оформленные в соответствии с требованиями [1].

### 1.1. РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Расчетно-пояснительная записка (РПЗ) должна включать:

- титульный лист (оформляется на лицевой стороне обложки);
- задание на курсовой проект; реферат; содержание (оглавление);
- введение;
- основную часть;
- заключение;
- список использованных источников.

Титульный лист, содержание и список использованной литературы выполняются в соответствии с требованиями [1].

Задание на проектирование включает в себя типовой бланк с основной исходной информацией (тип теплообменного аппарата (ТА), параметры теплоносителя, тепловые нагрузки и другие характеристики).

В введение должно быть отражено состояние вопроса, дан обзор использованных источников, описаны использование того или иного аппарата, преимущества разрабатываемой конструкции, поставлена цель расчета.

В основной части уделено внимание тепловому, конструктивному и гидродинамическому расчету теплоиспользующих аппаратов.

### 1.2. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Графическая часть курсового проекта выполняется в выбранном масштабе (обычно 1:2; 1:5; 1:10; 1:20; 1:40), исходя из наиболее наглядного изображения конструкции аппарата формата А1.

Обязательный состав:

- горизонтальный, вертикальный и поперечный разрезы теплообменного аппарата (ТА) с показом узлов соединения;
- технические характеристики со спецификаций, на отдельном листе или в РПЗ типовая схема включения рассматриваемого аппарата.

Допускается упрощенное изображение поверхностей нагрева ТА показом только осей труб или габаритов поверхностей с соответствующими пояснениями (диаметр труб, количество рядов, шаг).

## 2. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

**Теплообменными аппаратами (ТА)** называются устройства, предназначенные для обмена теплотой между греющей и нагреваемой рабочими средами, которые принято называть теплоносителями.

Необходимость передачи теплоты от одного теплоносителя к другому возникает во многих отраслях техники: в энергетике, в ЖКХ, химической и других отраслях промышленности.

Тепловые процессы, происходящие в теплообменных аппаратах, разнообразны: нагрев, охлаждение, испарение, кипение, конденсация, плавление, затвердевание и более сложные процессы, являющиеся комбинацией перечисленных.

Обычно применяют следующую классификацию теплообменных аппаратов [3]:

- по назначению: подогреватели, конденсаторы, охладители, испарители, паропреобразователи и т.п.;
- по принципу действия: поверхностные и смешивающие.

В аппаратах поверхностного типа теплоносители ограничены твердыми стенками, частично или полностью участвующими в процессе теплообмена между ними. **Поверхностью нагрева** называется часть поверхности этих стенок, через которую передается теплота.

**Рекуперативными** называются такие теплообменные аппараты, в которых теплообмен между теплоносителями происходит через разделительную стенку. При теплообмене в аппаратах такого типа тепловой поток в каждой точке поверхности разделительной стенки сохраняет постоянное направление.

**Регенеративными** называются такие теплообменные аппараты, в которых два или большее число теплоносителей попеременно соприкасаются с одной и той же поверхностью нагрева. Во время соприкосновения с различными теплоносителями поверхность нагрева или получает теплоту и аккумулирует ее, а затем отдает, или, наоборот, сначала отдает аккумулированную теплоту и охлаждается, а затем нагревается. В разные периоды теплообмена (нагрев или охлаждение поверхности нагрева) направление теплового потока

в каждой точке поверхности нагрева изменяется на противоположное.

**Смешивающими** называются такие теплообменные аппараты, в которых тепло- и массообмен происходит при непосредственном контакте и смешении теплоносителей. Поэтому смешивающие теплообменники иногда называют контактными. Наиболее важным фактором в рабочем процессе смешивающего теплообменного аппарата является поверхность соприкосновения теплоносителей. Для увеличения поверхности теплообмена на пути движения теплоносителей размещают насадку [10].

## 2.1. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

В большинстве **рекуперативных теплообменников** теплота передается непрерывно через стенку от теплоносителя к другому теплоносителю. Такие теплообменники называются теплообменниками непрерывного действия. Пример рекуперативного теплообменника, в котором один из теплоносителей протекает внутри труб, а второй теплоноситель омывает их наружные поверхности.

## 2.2. ТЕПЛОНОСИТЕЛИ

В качестве **теплоносителей** в зависимости от назначения производственных процессов могут применяться самые разнообразные газообразные, жидкие и твердые вещества.

При выборе теплоносителей необходимо в каждом отдельном случае детально учитывать их термодинамические и физико-химические свойства, а также технико-экономические показатели [2].

Водяной пар, как греющий теплоноситель, получил большое распространение вследствие ряда своих достоинств:

1. Высокие коэффициенты теплоотдачи при конденсации водяного пара позволяют получать относительно небольшие поверхности теплообмена.

2. Большое изменение энтальпии при конденсации водяного пара позволяет расходовать малое его массовое количество для передачи сравнительно больших количеств теплоты.

3. Постоянная температура конденсации при заданном давлении дает возможность наиболее просто поддерживать постоянный режим и регулировать процесс в аппаратах.

Наиболее часто употребляемое давление греющего пара в теплообменниках составляет от 0,2 до 1,2 МПа.



Горячая вода получила большое распространение в качестве греющего теплоносителя, особенно в отопительных вентиляционных установках. Достоинством воды как теплоносителя является сравнительно высокий коэффициент теплоотдачи.

Дымовые и топочные газы как греющая среда применяются обычно в аппаратах КТАН, воздухоподогревателях и других на месте их получения для непосредственного обогрева промышленных изделий и материалов, если физико-химические характеристики последних не изменяются при загрязнении сажей и золой. Если по условиям эксплуатации загрязнение обрабатываемого материала недопустимо, дымовые газы направляются в рекуперативный теплообменник, где отдают свою теплоту воздуху, а последний нагревает обрабатываемый материал [13].

### 2.3. КОНСТРУКЦИИ АППАРАТОВ ПОВЕРХНОСТНОГО ТИПА

Конструкции современных рекуперативных ТА поверхностного типа непрерывного действия весьма разнообразны, поэтому рассмотрим классификацию поверхностных ТА по отдельным группам.

**Кожухотрубчатые теплообменники** представляют собой аппараты, выполненные из пучков труб, скрепленных при помощи трубных решеток (*досок*) и ограниченных кожухами и крышками с патрубками. Трубное и межтрубное пространства в аппарате разобщены, а каждое из них может быть разделено перегородками на несколько ходов. Перегородки предназначены для увеличения скорости и, следовательно, коэффициента теплоотдачи теплоносителей. Теплообменники этого типа предназначены для теплообмена: между различными жидкостями, жидкостями и паром, жидкостями и газами. Они применяются в случаях, когда требуется большая поверхность теплообмена [2].

Применяются типовые конструкции кожухотрубчатых теплообменников. При нагреве жидкости паром в большинстве случаев пар вводится в межтрубное пространство, а нагреваемая жидкость протекает по трубкам. В кожухотрубчатых теплообменниках проходное сечение межтрубного пространства в 2–3 раза больше проходного сечения внутри труб. Поэтому при одинаковых расходах теплоносителей, имеющих одинаковое агрегатное состояние, скорости теплоносителя в межтрубном пространстве более низкие и коэффициенты теплоотдачи на поверхности межтрубного пространства невысоки, что снижает коэффициент теплопередачи в аппарате. На рис. 2.1 показаны различные типы кожухотрубчатых теплообменников [14].

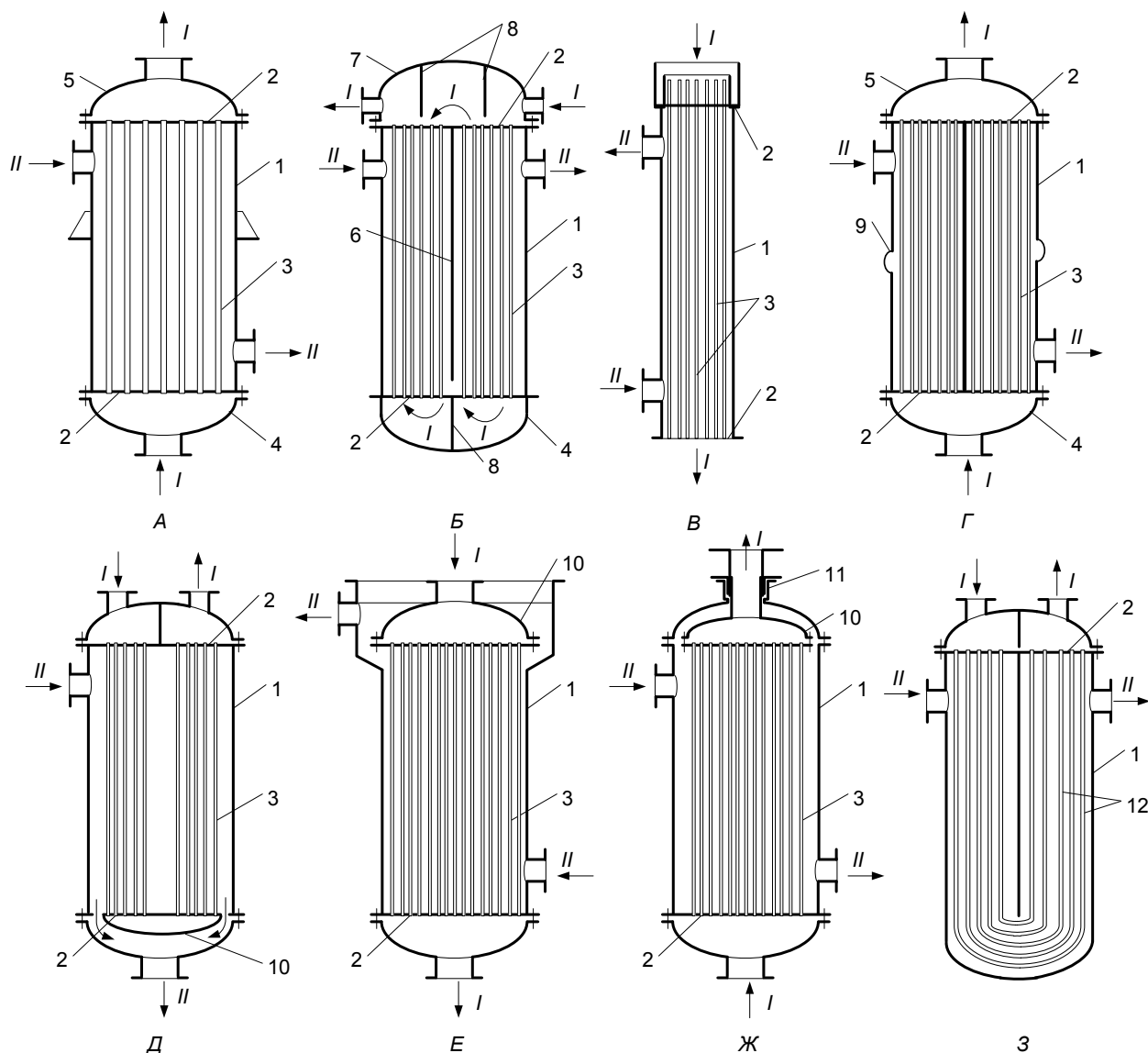


Рисунок 2.1. – Типы кожухотрубчатых теплообменников.

*а* – одноходовой; *б* – многоходовой; *в* – пленочный; *г* – с линзовым компенсатором; *д* – с плавающей головкой закрытого типа; *е* – с плавающей головкой открытого типа; *ж* – с сальниковым компенсатором; *з* – с U-образными трубами; 1 – кожух; 2 – трубная решетка; 3 – трубы; 4 – входная камера; 5 – выходная камера; 6 – продольная перегородка; 7 – камера; 8 – перегородки в камерах; 9 – линзовый компенсатор; 10 – плавающая головка; 11 – сальник; 12 – U-образные трубы; *I*, *II* – теплоносители.

Трубки кожухотрубчатых аппаратов изготавливают прямыми или изогнутыми (U-образными) диаметром от 12 до 57 мм. Материал трубок выбирается в зависимости от среды, омывающей ее поверхность. Применяются трубки из стали, латуни и из специальных сплавов. Трубные решетки служат для закрепления в них труб при помощи развальцовки, заварки, запайки или сальниковых соединений.

Кожухотрубчатые теплообменники выполняют жесткой конструкции (рис. 2.1, *а - в*) и с компенсирующими устройствами (рис. 2.1, *г - з*), одно- и многоходовые, прямо-, противо- и поперечноточные, горизонтальные, вертикальные и наклонные. Вертикальные аппараты имеют большее распространение, так как они занимают меньше места и более удобно располагаются в рабочем помещении. Исходя из условий удобства монтажа и эксплуатации, максимальную длину трубок для них выбирают не более 5 м.

Компенсация различного температурного удлинения труб и кожуха достигается различными способами: закреплением труб в решетках на сальниках, устройством подвижной трубной решетки, установкой линзового компенсатора на корпусе (рис. 2.1, *г - з*).

**Секционные теплообменники** представляют собой разновидность трубчатых аппаратов, состоят из нескольких последовательно соединенных секций, каждая из которых представляет собой кожухотрубчатый теплообменник с малым числом труб и кожухом небольшого диаметра (рис. 2.2).

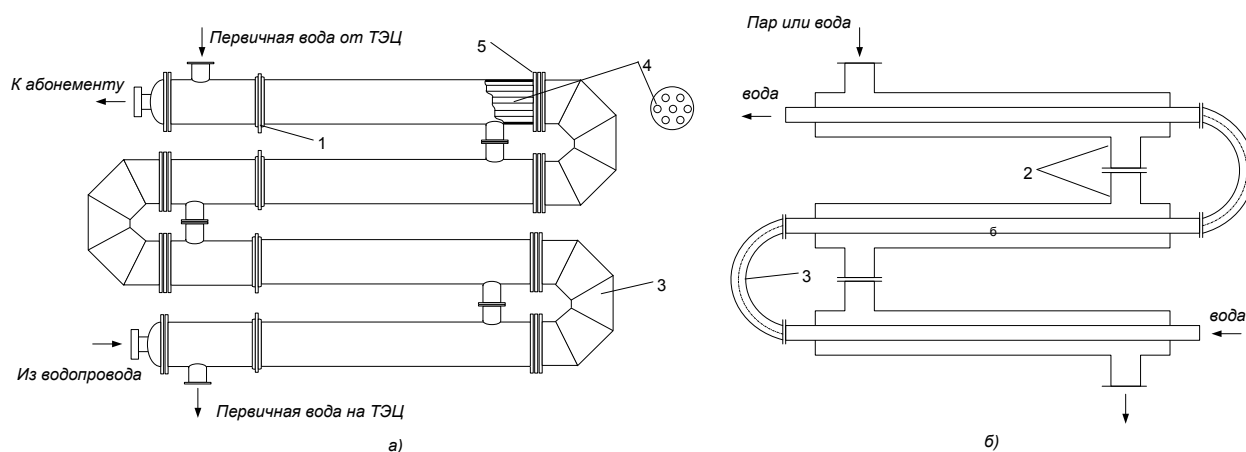


Рисунок 2.2. – Секционные теплообменники.

- а* – водяной подогреватель теплосети; *б* – теплообменник типа «труба в трубе»;  
 1 – линзовый компенсатор; 2 – соединительные патрубки; 3 – калач; 4 – трубки;  
 5 – разборная (на резьбе) трубная решетка.

В секционных теплообменниках при одинаковых расходах жидкостей скорости движения теплоносителей в трубах и межтрубном пространстве почти равновелики, что обеспечивает повышенные коэффициенты теплопередачи по сравнению с обычными трубчатыми теплообменниками. Простейшим из этого типа теплообменников является теплообменник «труба в трубе»: в наружную трубу вставлена труба меньшего диаметра.

Кожухи серийных секционных теплообменников изготавливаются из труб длиной до 4 м, внутренним диаметром от 50 до 305 мм. Число труб в секции от 4 до 151, поверхность нагрева от 0,75 до 26 м<sup>2</sup>, трубы латунные диаметром 14/16 мм. Отношение поверхности нагрева к объему теплообменника может достигать 80 м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>, а удельный конструктивный вес 50—80 кг/м<sup>2</sup> поверхности нагрева [3].

**Спиральные теплообменники** состоят из двух спиральных каналов прямоугольного сечения, по которым движутся теплоносители I и II (рис. 3.3). Каналы образуются металлическими листами, которые служат поверхностью теплообмена. Внутренние концы спиралей соединены разделительной перегородкой. Спиральные теплообменники выполняются горизонтальными и вертикальными; часто их устанавливают блоками по два, четыре и восемь аппаратов. Предусмотрены спиральные теплообменники с поверхностью теплообмена 15 м<sup>2</sup> (ширина спирали 375 мм) и 30 м<sup>2</sup> (ширина спирали 750 мм); ширина спирального канала 7 мм.

Горизонтальные спиральные теплообменники применяют для теплообмена между двумя жидкостями. При теплообмене между конденсирующимся паром и жидкостью используют вертикальные спиральные теплообменники; такие теплообменники применяют в качестве конденсаторов и паровых подогревателей для жидкости.

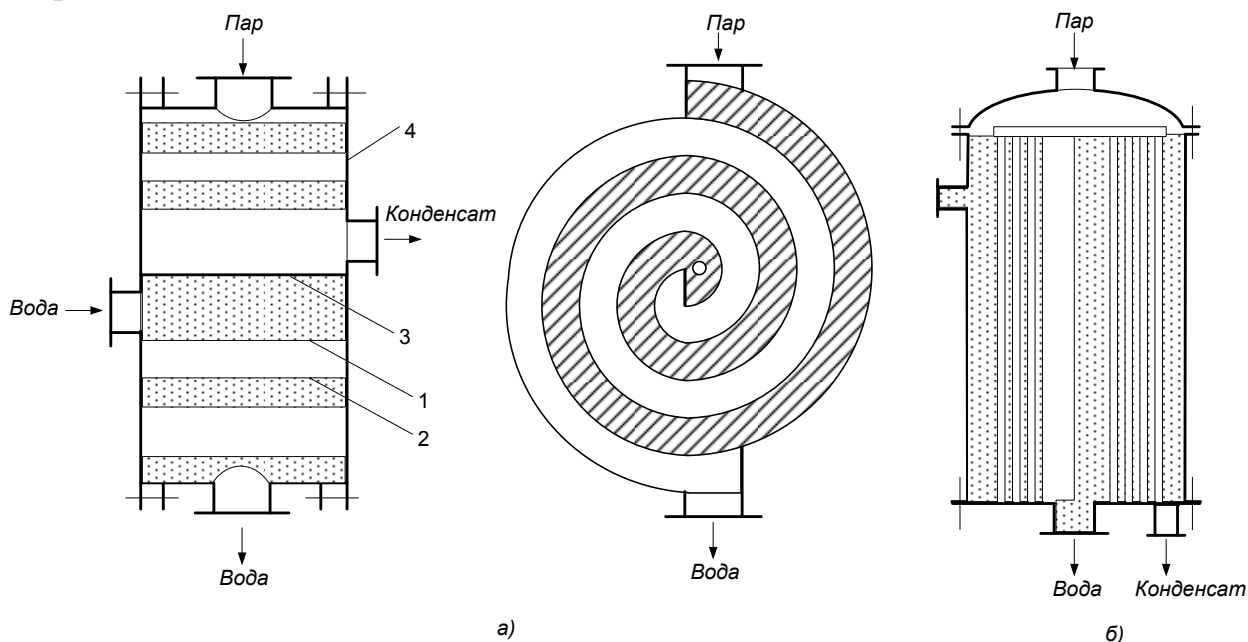


Рисунок 2.3. Типы спиральных теплообменников.

*а* – горизонтальный спиральный теплообменник; *б* – вертикальный спиральный теплообменник; 1, 2 – листы; 3 – разделительная перегородки; 4 – крышки.

Достоинства спиральных теплообменников: компактность (большая поверхность теплообмена в единице объема, чем у многоходовых трубчатых теплообменников) при одинаковых коэффициентах теплопередачи и меньшее гидравлическое сопротивление для прохода теплоносителей [12].

Недостатки: сложность изготовления и ремонта и пригодность работы под избыточным давлением не выше 1,0 МПа.

**Пластинчатые теплообменники** имеют плоские поверхности теплообмена. Обычно такие теплообменники применяют для теплоносителей, коэффициенты теплоотдачи которых одинаковы.

В настоящее время изготавливаются компактные разборные пластинчатые теплообменники, набираемые из штампованных металлических листов с внешними выступами, расположенными в коридорном или шахматном порядке; такая конструкция позволяет осуществлять теплообмен между жидкостями и газами при перепадах давления до 12 МПа [20].

На рис. 2.4 показана конструкция пластинчатого теплообменника. Благодаря незначительному расстоянию между пластинами (6–8 мм) такие теплообменники имеют высокую компактность: удельную поверхность нагрева  $F/V = 200 \div 300 \text{ м}^2/\text{м}^3$ . Поэтому пластинчатые теплообменники в ряде случаев вытесняют трубчатые и спиральные.

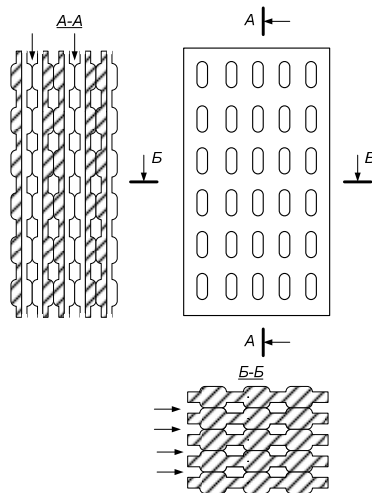


Рисунок 2.4. Пластинчатый теплообменник, элементы пакета

На величину поверхности теплообмена любого рекуперативного теплообменного аппарата влияет величина недорекуперации тепла. Чем меньше эта величина, т. е. чем меньше разность температур греющего теплоносителя на входе и нагреваемого теплоносителя на выходе при противотоке, тем больше поверхность теплообмена, тем выше стоимость аппарата и тем меньше эксплуатационные расходы.

Особенностью пластинчатых теплообменников является, то что такие характеристики, как компактность и металлоемкость, при прочих равных условиях в основном определяющие экономическую эффективность применения теплообменного аппарата, у них наилучшие из всех возможных типов рекуперативных теплообменных аппаратов.

**Пленочные конденсаторы поверхностного типа** применяются в холодильных и других промышленных установках. В вертикальных конденсаторах пары аммиака (или другого вещества) поступают в межтрубное пространство и конденсируются на внешней поверхности вертикальных труб, имеющих длину 3–6 м. Охлаждающая вода поступает в бак, дном которого является верхняя трубная решетка, и из него стекает по внутренней поверхности трубок (в виде пленки) [12].

Достоинствами пленочных конденсаторов являются более интенсивный теплообмен и пониженный расход охлаждающей воды.

**Ребристые теплообменники** применяются в тех случаях, когда коэффициент теплоотдачи для одного из теплоносителей значительно ниже, чем для второго. Поверхность теплообмена со стороны теплоносителя с низким  $\alpha$  увеличивают по сравнению с поверхностью теплообмена со стороны другого теплоносителя. В таких аппаратах поверхность теплообмена имеет на одной стороне ребра различной формы (рис. 2.5). Как видно из рисунка, ребристые теплообменники изготавливают самых различных конструкций. Ребра выполняют поперечными, продольными, в виде игл, спиралей, из витой проволоки и т. д.

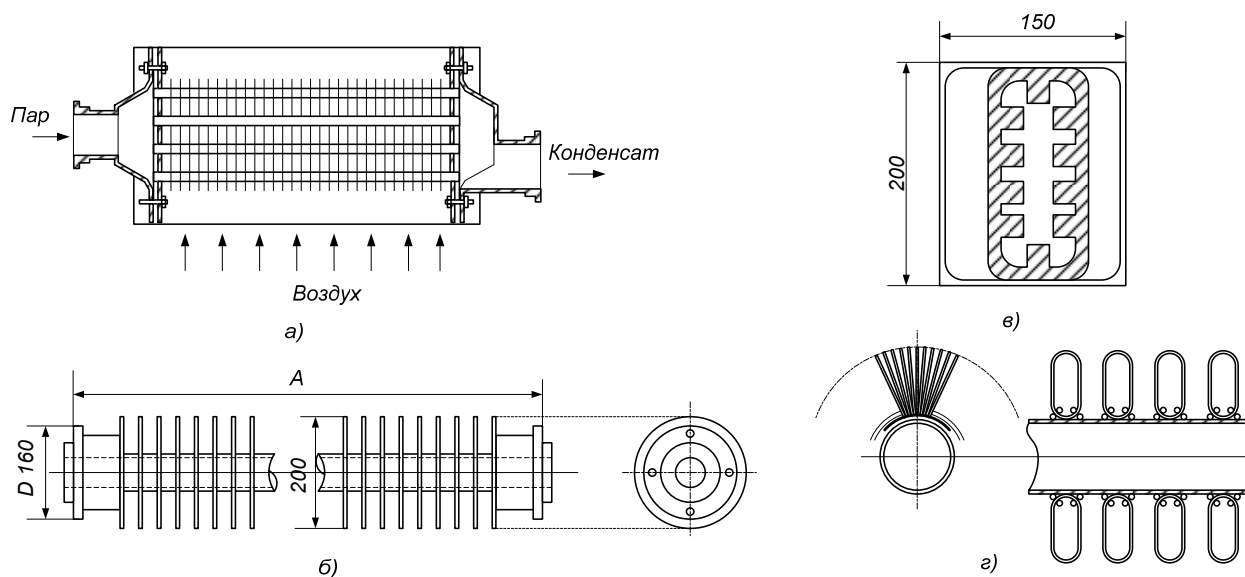


Рисунок 2.5. — Типы ребристых теплообменников.

*а* — пластинчатый; *б* — чугунная трубка с круглыми ребрами; *в* — чугунная трубка с двусторонним игольчатым оребрением; *г* — проволочное (биспиральное) оребрение трубок.

Исследования показали, что для каждого типа ребристой поверхности существует определенная оптимальная высота ребер и межреберных расстояний, которые при прочих равных условиях определяют его наибольшую теплопроизводительность и компактность [4].

### 3. ТЕПЛОВОЙ И КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ АППАРАТОВ ПОВЕРХНОСТНОГО ТИПА

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

Существуют два вида расчета: **конструкторский (проектный)** и **поверочный**.

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

**Поверочный** расчет производится для установления возможности применения имеющихся или стандартных теплообменных аппаратов для необходимых технологических процессов. При поверочном расчете заданы размеры аппарата и условия его работы; требуется определить конечные параметры теплоносителей и теплопроизводительность аппарата. 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 [5].

Рассмотрим последовательность конструкторского расчета. **Необходимые исходные данные:**

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

**Требуется определить:**

- 1) физические параметры и скорости движения теплоносителей;
- 2) расход другого теплоносителя из уравнения теплового баланса;
- 3) среднюю разность температур (ее называют также движущей силой процесса теплообмена);
- 4) коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи;
- 5) поверхность теплообмена;
- 6) конструктивные размеры аппарата (диаметр труб, их число и длину, а также диаметр кожуха в кожухотрубчатом аппарате, число и форму пластин в пластинчатом, форму и количество ребер в ребристом, шаг и длину и спирали в спиральном теплообменнике и др.);
- 7) диаметр патрубка для входа и выхода теплоносителей.

### 3.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕПЛООВОГО РАСЧЕТА

#### 3.1.1. ИСХОДНЫЕ УРАВНЕНИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Основными уравнениями теплового расчета теплообменных аппаратов являются уравнения теплового баланса и теплопередачи.

В случае, когда процесс теплообмена происходит при постоянном давлении, тепловой поток  $dQ$ , отдаваемый (воспринимаемый) теплоносителями на элементарной поверхности аппарата площадью  $dF$ , определяется



$$dQ = Gdh, \quad (3.1)$$

где  $G$  – массовый расход теплоносителя, кг/с;

$dh$  – изменение удельной энтальпии среды, Дж/кг;

$dQ$  – количество подведенной (отведенной) теплоты, Вт.

Уравнение теплового баланса означает равенство количества теплоты, отдаваемого горячим теплоносителем ( $Q_1$ ), сумме количества теплоты, воспринимаемого холодным теплоносителем ( $Q_2$ ), и потерь теплоты  $Q$  в окружающую среду

$$Q_1 = Q_2 + Q_{\text{пот}},$$

где  $Q_1$  – греющий теплоноситель, Дж;

$Q_2$  – нагреваемый теплоноситель, Дж.

Из практики известно, что тепловые потери составляют обычно 1–3 % количества подведенной теплоты. Коэффициент  $\eta$ , учитывающий потери теплоты в окружающую среду, принимается равным 0,97–0,98. Для компактных теплообменников величина тепловых потерь значительно меньше и не превышает 1%.

При постоянстве массовых расходов теплоносителей и конечном изменении энтальпии (агрегатное состояние теплоносителей не изменяется) уравнение теплового баланса с учетом потерь теплоты в окружающую среду запишется [4]

$$Q = G_1 \Delta h_1 \eta = G_2 \Delta h_2, \quad (3.2)$$

где  $\Delta h_1 = \bar{C}_{p1} \Delta T_1$  – изменение энтальпии горячего теплоносителя, Дж/кг;

$\Delta h_2 = \bar{C}_{p2} \Delta T_2$  – изменение энтальпии холодного теплоносителя, Дж/кг.

Средние массовые теплоемкости  $C_{p1}$  и  $C_{p2}$  в интервале температур  $\Delta T_1 = T_1' - T_1''$  горячего теплоносителя и  $\Delta T_2 = T_2' - T_2''$  холодного теплоносителя находятся из таблиц [14].

Иногда в тепловых расчетах используются понятия расходной (полной) теплоемкости  $W$  теплоносителя. С учетом этого понятия уравнение теплового баланса имеет вид

$$Q = W_1 \Delta T_1 \eta = W_2 \Delta T_2, \quad (3.3)$$

где  $W_1$  и  $W_2$  – расходные теплоемкости, Вт/К.

$$W_1 = G_1 \bar{C}_{p1} = V_1 \bar{C}_{p1}; W_2 = G_2 \bar{C}_{p2} = V_2 \bar{C}_{p2}$$

из выражения (3.3) следует, что расходные теплоемкости обратно пропорциональны изменению температур теплоносителей

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}, \quad (3.4)$$

В зависимости от заданной конструкции теплообменных аппаратов уравнения тепловых балансов имеют различный вид.

Рассмотрим основные уравнения теплового баланса для наиболее распространенных типов теплообменников.

**Подогреватели.** Для данного типа теплообменников нагрев одного из теплоносителей происходит за счет охлаждения другого теплоносителя. В случае теплоносителей не изменяющих агрегатного (фазового) состояния уравнения подведенной и отведенной теплоты имеют вид

$$\begin{aligned} Q_1 &= G_1 \bar{C}_{p1} (T_1' - T_1''), \\ Q_2 &= G_2 \bar{C}_{p2} (T_2' - T_2''), \end{aligned} \quad (3.5)$$

где  $T_1, T_2, T_1'', T_2''$  – начальные и конечные температуры теплоносителей.

С учетом потерь теплоты в окружающую среду уравнение теплового баланса имеет вид

$$G_1 \bar{C}_{p1} \Delta T_1 \eta = G_2 \bar{C}_{p2} \Delta T_2, \quad (3.6)$$

В этом случае расход греющего теплоносителя определяется

$$G_1 = \frac{G_2 \bar{C}_2 \Delta T_2}{\bar{C}_2 \Delta T_1 \eta}, \quad (3.7)$$

Применительно к подогревателям, в которых нагрев одного из теплоносителей происходит за счет конденсации греющего водяного насыщенного пара, имеем [5]

$$\begin{aligned} Q_1 &= D(h_1 - h_k), \\ Q_2 &= G_2 \bar{C}_{p_2} (T_2'' - T_2'), \end{aligned} \quad (3.8)$$

где  $D$  – количество греющего пара, кг/с;

$h_1$  – энтальпия греющего пара (определяется из таблиц насыщенного водяного пара), кДж/кг;

$h_k$  – энтальпия конденсата,  $h_k = c_{\text{воды}} t_k$ , кДж/кг;

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

$\bar{C}_{p_2}$  – средняя изобарная теплоемкость нагреваемого теплоносителя в рассматриваемом интервале температур, кДж/(кг К);

$T_2'$  и  $T_2''$  – начальная и конечная температуры нагреваемого теплоносителя, К.

С учетом потерь теплоты уравнение теплового баланса запишется

$$D(h_1 - h_k)\eta = G_2 \bar{C}_{p_2} (T_2'' - T_2'), \quad (3.9)$$

и расход греющего пара равен

$$D = \frac{G_2 \bar{C}_{p_2} (T_2'' - T_2')}{(h_1 - h_k)\eta}$$

**Испарители.** Применительно к этим аппаратам нагрев и охлаждение теплоносителей сопровождается изменением их агрегатного состояния. Например, насыщенный водяной пар, нагревая воду до кипения с ее последующим испарением, сам конденсируется.

Количество теплоты, теряемое и воспринимаемое теплоносителями

$$Q_1 = D(h_1 - h_k),$$

$$Q_2 = Q_n + Q_u + Q_{ном},$$

где  $Q_n$  – количество теплоты, затраченной на нагрев холодного теплоносителя до температуры кипения

$$Q_n = G_2 \bar{C}_{p2} (T_s - T_2'),$$

где  $T_s$  – температура кипения холодного теплоносителя, К;

$T_2'$  – начальная температура холодного теплоносителя, К.

Теплота  $Q_u$ , затраченная на испарение кипящей жидкости определяется

$$Q_u = G_2 r, \quad (4.10)$$

где  $G_2$  – масса (или расход) холодного теплоносителя, кг/с;

$r$  – скрытая теплота испарения теплоносителя, кДж/кг.

С учетом рассмотренного уравнения теплового баланса запишем

$$D(h_1 - h_k)\eta = G_2 \bar{C}_{p2} (T_s - T_2') + G_2 r = G_2 \Delta h_2, \quad (3.11)$$

откуда расход греющего пара

$$D = \frac{G_2 \bar{C}_{p2} (T_s - T_2') + G_2 r}{(h_1 - h_k)\eta} = \frac{G_2 \Delta h_2}{(h_1 - h_2)\eta}, \quad (3.12)$$

где  $\Delta h_2$  – изменение энтальпии, кДж/кг,

$$\Delta h_2 = p_2 (T_s - T_2') + r$$

где  $T_s$  – температура насыщенного пара, К;

$r$  – скрытая теплота парообразования, кДж/кг.

**Конденсаторы.** В аппаратах этого типа более нагретый теплоноситель охлаждается с изменением агрегатного состояния. Например, требуется с помощью холодной воды охладить пары аммиака до заданной температуры. Для таких аппаратов имеем [4]

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_{\text{п}} + Q_{\text{охл}}, \\ Q_2 &= G_B \bar{C}_{pB} (T_2'' - T_2'), \end{aligned} \quad (3.13)$$

где  $Q_{\text{п}}$  – теплота, выделяющаяся при охлаждении перегретых паров до насыщенного состояния;

$Q_{\text{к}}$  – теплота, выделяющаяся при конденсации насыщенного пара;

$Q_{\text{охл}}$  – теплота, выделяющаяся при охлаждении горячего теплоносителя до заданной температуры, К;

$G_B$  – расход охлаждающей воды, кг/с.

$$\begin{aligned} Q_n &= G_1 \bar{C}_{p1} (T_{\text{пп}} - T_s), \\ Q_k &= G_1 r, \\ Q_{\text{охл}} &= G_1 \bar{C}_{ж} (T_s - T_1'), \end{aligned} \quad (3.14)$$

где  $G_1$  – массовый расход горячего теплоносителя, кг/с;

$\bar{C}_{p1}$ , – средняя изобарная теплоемкость перегретого пара, кДж/кг К;

$T_{\text{п.п}}$  – температуры перегретого пара, К;

$T_s$  – температуры насыщенного пара, К;

$r$  – скрытая теплота конденсации горячего теплоносителя, кДж/кг;

$\bar{C}_{ж}$  – теплоемкость жидкого горячего теплоносителя, кДж/кг К;

$T_s$  и  $T_2$  – температуры кипения и конечная температуры горячего теплоносителя, К.

Уравнение теплового баланса имеет вид

$$G_1 \bar{C}_{p1} (T_{\text{пп}} - T_s) + G_1 r + G_1 \bar{C}_{ж} (T_s - T_1') = G_B \bar{C}_{pB} (T_2'' - T_2'), \quad (3.15)$$

Расход охлаждающей воды  $G_B$  определяется из уравнения теплового баланса (3.15).

**Холодильники.** Применительно к охлаждению горячего теплоносителя с помощью холодной воды имеем

$$Q_1 = G_1 \bar{C}_p (T_1' - T_1''), \quad (3.16)$$

$$Q_2 = G_2 \bar{C}_{p_6} (T_2'' - T_2'),$$

где  $G_1$  и  $G_2$  – количество горячего и холодного теплоносителей;

$\bar{C}_p$  – теплоемкость горячей среды;

$\bar{C}_{p_6}$  – теплоемкость охлаждающей воды;

$T_1 - T_1''$  и  $T_2'' - T_2'$  перепады температур горячего и холодного теплоносителей.

Уравнение теплового баланса

$$G_1 \bar{C}_p (T_1' - T_1'') \eta = G_2 \bar{C}_{p_6} (T_2'' - T_2'), \quad (3.17)$$

расход охлаждающей воды

$$G_2 = \frac{G_1 \bar{C}_p (T_1' - T_1'') \eta}{\bar{C}_{p_6} (T_2'' - T_2')}, \quad (3.18)$$

В случае тепломассообмена

$$Q_2 = G_2 \bar{C}_{p_2} (T_2'' - T_2'),$$

$$\text{и } Q_1 = G_1 [(h_1 - h_2) + (d_k - d_n) \bar{C}_{p_2} t_2] \cdot \eta,$$

где  $h_1$  и  $h_2$  – начальная и конечная энтальпии теплоносителя (парогазовой смеси или влажного воздуха), кДж/кг К;

$d_n$  и  $d_k$  – начальное и конечное влагосодержание, кг /кг<sub>св.</sub>

Исходя из уравнения теплового баланса, имеем

$$G_1 = \frac{G_2 \bar{C}_{p_2} (T_2'' - T_2')}{[(h_1 - h_2) + (d_k - d_n) \bar{C}_{p_2} t_2] \cdot \eta}$$

Уравнение теплопередачи для элемента поверхности нагрева  $dF$  записывается

$$dQ = k \Delta T dF,$$

$$\text{и } Q = \int_F k \Delta T dF, \quad (3.19)$$

где  $k$  и  $\Delta T$  – локальные (местные) коэффициенты теплопередачи и температурный напор на рассматриваемом участке поверхности.

Принимая значение коэффициента теплопередачи  $k$  (Вт/м<sup>2</sup> К) одинаковым по всей поверхности теплообмена и вводя среднее значение температурного напора  $\Delta T$  по данной поверхности, окончательно получим

$$Q = k \bar{\Delta T} F, \quad (4.20)$$

Из последнего уравнения и находится необходимая поверхность теплообменника

$$F = \frac{Q}{k \bar{\Delta T}}, \text{ м}^2$$

### 3.1.2 КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Коэффициент теплопередачи  $k$  (Вт/м<sup>2</sup> К) от горячей среды к холодной зависит от коэффициентов  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  (Вт/м<sup>2</sup> К) и термического сопротивления  $R$  (м К/Вт) стенки соответствующего аппарата (трубы, пластины).

Средний для аппарата коэффициент теплопередачи находят из уравнения [9]

$$k = \frac{\sum k_n F_n}{\sum F_n}, \quad (3.21)$$

где  $F_n$  – площади участков (м<sup>2</sup>) с постоянными коэффициентами теплопередачи  $k$  (Вт/м<sup>2</sup>К).

В пластинчатых аппаратах коэффициент теплопередачи находят по формулам для плоской стенки

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.22)$$

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – средние значения коэффициентов теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке и от стенки к холодному теплоносителю, Вт/м<sup>2</sup> К;

$\delta_{cm}$  – толщина поверхности стенки, м;

$\lambda_{cm}$  – коэффициент теплопроводности материала, из которого изготовлена стенка, Вт/м К.

При проведении тепловых расчетов трубчатых теплообменников возможно использование формулы для плоской стенки, за исключением труб с ребристыми поверхностями и толстостенных гладких труб, для которых отношение  $d_{нр}/d_{вн} > 1,5$ .

В практике расчетов применительно к трубчатым теплообменникам коэффициент теплопередачи  $k$  относят к наружной или внутренней поверхностям трубы. В этом случае уравнение приобретает вид



$$k_{nr} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{nr}} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda_{тр}} \frac{d_{nr}}{d_{ср}} + \frac{1}{\alpha_{вн}} \frac{d_{nr}}{d_{вн}}}$$

или

$$k_{вн} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вн}} + \frac{\delta_{тр}}{\lambda_{тр}} \frac{d_{вн}}{d_{ср}} + \frac{1}{\alpha_{nr}} \frac{d_{вн}}{d_{nr}}}$$
(3.23)

где индексы *вн*, *ср*, *nr* обозначают внутреннюю, среднюю и наружную поверхности.

При проектировании вновь создаваемого аппарата нужно предусмотреть возможность загрязнения с учетом так называемого коэффициента загрязнения  $\eta_{загр}$ . Расчетное значение коэффициента теплопередачи  $k$  определяется

$$k_{расч} = \eta_{загр} \cdot k, \text{ Вт/м}^2 \text{ К}, \quad (3.24)$$

применительно к вязким жидкостям  $\eta_{загр} = 0,65-0,85$ ,

Расчет ребристых поверхностей производится по формулам теплопередачи, в которых используются численные значения коэффициентов теплоотдачи, справедливые, как правило, для определенного диапазона условий (чаще всего чисел  $Re$ ) и определяемые из опытов для конкретных условий работы ребристых теплообменных аппаратов [8].

Коэффициент теплопередачи через ребристую стенку зависит от площадей теплоотдающих поверхностей и коэффициентов теплоотдачи с обеих сторон стенки, толщины последней, теплопроводности материала стенки и загрязнений, возможных с обеих ее сторон.

Количество теплоты, Вт, передаваемое через ребристую поверхность, можно представить в виде

$$Q = k_{p.c} (t_{p.c1} - t_{p.c2}) F_{p.c}, \quad (3.25)$$

где  $k_{p,c}$  – коэффициент теплопередачи через ребристую стенку, Вт/м<sup>2</sup> К;

$t_{cp1}$  и  $t_{cp2}$  – средние температуры теплоносителей, °С;

$F_{p,c} = F_p + F_{п}$  – площадь ребристой поверхности стенки, м<sup>2</sup>, равная сумме площади ребер  $F_p$  и площади стенки в промежутках между ребрами  $F_{п}$ .

коэффициент теплопередачи через ребристую стенку находим как,

$$k_{p,c} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c}\right) \frac{F_{p,c}}{F_c} + \frac{1}{\alpha_{2пр}} + R_{заг}}, \quad (3.26)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи с гладкой стороны, Вт/(м<sup>2</sup>·К)

$\delta_c$  – толщина материала стенки, м;

$\lambda_c$  – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·К);

$F_c$  – площадь гладкой поверхности стенки, м<sup>2</sup>;

$\alpha_{2пр}$  – приведенный коэффициент теплоотдачи со стороны ребристой поверхности, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$R_{заг}$  – термическое сопротивление загрязнений ребристой поверхности, м<sup>2</sup> К/Вт;

Термические сопротивления слоев загрязнений учитываются в зависимости от того, с какой стороны они находятся, величиной  $\delta'/\lambda' \cdot F_1$  или  $\delta''/\lambda'' \cdot F_2$  или их суммой, если загрязнение имеется с обеих сторон.

Расчетный, или приведенный, коэффициент теплоотдачи ребристой поверхности  $\alpha_{2пр}$ , отнесенный к внешней (ребристой) поверхности нагрева и учитывающий неравномерность теплообмена по поверхности ребра, определяется из уравнения

$$\alpha_{2пр} = \alpha_2 \left( \frac{F'_p \theta_0}{F'_{p,c} \theta_1} + \frac{F'_п}{F'_{p,c}} \right), \quad (3.27)$$

где  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи к воздуху от поверхности, свободной от ребер, определяемый по критериальному уравнению, соответствующему условиям теплообмена стенки со средой;

$F'_p$  – поверхность ребер на 1 м длины, м<sup>2</sup>/м;

$F'_п$  – внешняя поверхность, не занятая ребрами, на 1 м длины, м<sup>2</sup>/м;

$F'_{p,c}$  – полная внешняя поверхность 1 м длины теплообменного аппарата,

м;

$\theta_1$  – разность между температурами основной поверхности теплообменного аппарата и воздуха;

$\theta_0$  – разность между температурами поверхности ребер и воздуха, меньшая, чем  $\theta_1$ , вследствие изменения температуры на поверхности ребер.

Отношение  $\theta_0/\theta_1$  находится как функция конкретных условий обтекания ребристой поверхности  $\alpha_2$ , материала ребер  $\lambda_p$  и их геометрии (толщины, высоты и расположения на оребренной поверхности).

Расчет оребренной поверхности сложен, поскольку для его проведения необходим обширный справочный материал, включающий в себя вспомогательные формулы и константы для всевозможных условий обтекания. При оребрении стремятся к выполнению условия  $\alpha_1 F'_c \approx \alpha_2 F'_{p.c}$ .

Отношение величин оребренной поверхности  $F'_{p.c}$  и гладкой  $F'_c$  называют коэффициентом оребрения и выбирают обычно в пределах конструктивных возможностей от 4 до 10.

**Коэффициенты теплоотдачи и их определение.** При расчетах коэффициентов теплоотдачи необходимо знать условия движения теплоносителей, род теплоносителей, их физические свойства и параметры обменивающегося теплом сред.

Соответственно характеру и особенностям движения теплоносителей и определяются коэффициенты теплоотдачи сред, характеризующих интенсивность теплообмена на границе горячий теплоноситель-стенка и стенка-холодный теплоноситель.

Применительно к основным случаям теплообмена используют критериальные уравнения, которые получены в результате обобщения результатов опытных исследований и использования теории подобия [5].

### 3.1.3 ТЕПЛООТДАЧА ПРИ ВЫНУЖДЕННОМ ТЕЧЕНИИ ЖИДКОСТИ В ТРУБАХ

Применительно к характеру движения различают устойчивый ламинарный режим ( $Re < 2 \cdot 10^3$ ), переходной ( $2 \cdot 10^3 < Re < 10^4$ ) и развитый турбулентный ( $Re > 10^4$ ).

Ламинарный режим движения в трубах принято подразделять на два подрежима: вязкостный, в котором силы вязкого трения преобладают над остальными, и вязкостно-гравитационный, в котором подъемная сила соизмерима с силой вязкости.

Вязкостный режим характерен для таких теплообменников, как маслоохладители, подогреватели жидкого топлива (мазута и т.п.). Такой режим имеет место при  $Re_f < 2000$  и  $Ra < 2 \cdot 10^8$ . Для такого режима используется критериальное уравнение [4]

$$Nu_f = 1,55(Re_f Pr_f \frac{d}{l})^{0,33} (\frac{\mu_w}{\mu_f})^{-0,14} \varepsilon_l, \quad (3.28)$$

Здесь средний коэффициент теплоотдачи отнесен к среднему логарифмическому температурному напору  $\Delta T_{cp}$ . Физические свойства жидкости, входящие в критерии  $Nu$ ,  $Re_f$ ,  $Pr_f$  и  $\mu_f$  выбираются по температуре  $T = T_w - 0,5\Delta T_{cp}$ . Величина  $\varepsilon_l$  представляет собой поправку на гидродинамический начальный участок, определяется по формуле

$$\varepsilon_l = 0,1(\frac{1}{Re} \cdot \frac{l}{d})^{-1,7} (1 + 2,5 \frac{1}{Re} \cdot \frac{l}{d}), \quad (3.29)$$

При вязкостно-гравитационном режиме расчет ведется по формуле

$$Nu_f = 0,15 Re_f^{0,32} Pr_f^{0,33} Ra_f^{0,1} (\frac{Pr_f}{Pr_f})^{0,25} \bar{\varepsilon}_l, \quad (3.30)$$

Коэффициент  $\bar{\varepsilon}_l$  учитывает изменение  $\alpha$  по длине трубы. Если  $l/d \geq 50$ , то  $\bar{\varepsilon}_l = 1$ . Поправка  $\bar{\varepsilon}_l$  на нестабилизированном начальном участке потока ( $l/d < 50$ ) зависит от отношения из таблицы 3.1

Для воздуха формула (3.27) упрощается и имеет вид

$$Nu_f = 0,13 Re_f^{0,33} Gr_f^{0,1} \bar{\varepsilon}_l, \quad (3.31)$$

Таблица 3.1

Поправка  $\bar{\varepsilon}_l$  на нестабилизированном начальном участке потока

$l/d$	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$\bar{\varepsilon}_l$	1,90	1,70	1,44	1,28	1,1,18	1,13	1,05	1,02	1

В приведенных критериальных уравнениях  $Nu_f = \frac{\alpha d}{\lambda_f}$  критерий Нуссельта;  $Re_f = \frac{wd}{\nu_f}$  – критерий Рейнольдса;  $Pr_f = \frac{\nu_f}{\alpha_f}$  – критерий Прандтля;  $Gr = \frac{\beta g d^3 \Delta T}{\nu_f^2}$  – критерий Грасгофа,  $Ra_f = Gr_f Pr_f$  – критерий Рэлея.

В перечисленных критериях:

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/м<sup>2</sup>°К;

$\lambda_f$  – коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/м К;

$w$  – средняя скорость движения среды, м<sup>2</sup>/с;

$\nu_f$  – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;

$\mu_f$  – коэффициент динамической вязкости, Н·с/м<sup>2</sup>;

$\alpha_f$  – коэффициент температуропроводности среды, м<sup>2</sup>;

$g$  – ускорение земного притяжения, 9,81 м/с<sup>2</sup>;

$d$  – определяющий размер, м.

В качестве определяющей температуры принимается средняя температура жидкости в трубе, в качестве определяющего размера – внутренний диаметр.

Если труба не круглого сечения, в качестве определяющего размера принимается эквивалентный диаметр

$$d_{\text{экв}} = \frac{4F}{U}$$

где  $F$  – живое сечение канала, м<sup>2</sup>;  
 $U$  – смоченный периметр, м<sup>2</sup>.

В условиях развитого турбулентного режима для расчета среднего по длине трубы коэффициента теплоотдачи рекомендуется уравнение М.А. Михеева

$$\overline{Nu}_f = 0,021 \text{Re}_f^{0,8} \text{Pr}_f^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25} \overline{\varepsilon}_l, \quad (3.32)$$

Уравнение справедливо для жидкостей при значениях числа в пределах  $0,6 < \text{Pr}_f < 2500$ . Поправочный коэффициент  $\overline{\varepsilon}_l$  для коротких труб с нестабилизированным потоком ( $l/d < 50$ ) выбирается по таблице, представленной выше.

Для учета направления теплового потока в критериальное уравнение (3.29) вводится поправочный множитель  $(\text{Pr}_f/\text{Pr}_w)^{0,25}$ , который может быть больше или меньше единицы [11].

Для воздуха и двухатомных газов формула (3.29) упрощается и имеет внешний вид

$$\overline{Nu}_f = 0,018 \text{Re}_f^{0,8} \overline{\varepsilon}_l, \quad (3.33)$$

При расчете теплообменных аппаратов, в которых один из теплоносителей протекает в изогнутых каналах, и возникает так называемая вторичная циркуляция под действием центробежных сил, коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  в условиях развитого турбулентного режима определяется из уравнения (3.29) с учетом поправки  $\varepsilon_{\text{изг}}$ , которую необходимо умножать на коэффициент теплоотдачи  $\alpha$

$$\varepsilon_{\text{изг}} = 1 + 1,8 \frac{d}{R}, \quad (3.34)$$

При переходном режиме ( $2000 < Re < 10$ ) используют приближенные способы расчета коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  [12].

Достаточно хорошие результаты в области значения критерий Прандтля  $Pr_f = 20 \div 140$  дает уравнение, предложенное В.Д. Поповым

$$\overline{Nu}_f = 0,008 Re_f^{0,9} Pr_f^{0,43}, \quad (3.35)$$

В области сильной турбулизации потока оправдывается использование критериального уравнения

$$Nu_f = 0,0225 Re_f^{0,9} Pr_f^{0,4}, \quad (3.36)$$

Коэффициент теплоотдачи согласно рекомендации В. М. Рамма умножается при этом на поправочный множитель  $f = 1 - 6 \cdot 10^{-5} Re_f^{-1,8}$ .

В ряде случаев коэффициент теплоотдачи определяется с помощью графика, приведенного в [9].

**Теплоотдача при движении вязких жидкостей.** При подогреве или охлаждении вязких жидкостей (мазут, масло и т.п.) используют эмпирические и полуэмпирические зависимости.

В условиях ламинарного режима течение подогреваемого мазута внутри круглых U-образных трубок с внутренним диаметром 8–16 мм коэффициент теплоотдачи определяется по формуле [15]

$$Nu_f = Ra_f^{0,115} + 2,18 \cdot 10^{-5} Ra_f^{0,44} Pe_f, \quad (3.37)$$

Формула применима при значениях  $Re_f = 25 \div 250$ ,

$$Re_f = (3 \div 20) \cdot 10^4, Ra_f = (4,5 \div 45) \cdot 10^5, l/d > 50$$

В качестве определяющего размера здесь принят внутренний диаметр трубки, за определяющую температуру – среднее арифметическое значение температур между средней температурой горячего теплоносителя и средней температурой подогреваемого мазута. Теплоотдача при движении масла в межтрубном пространстве теплообменников определяется по формулам, приведенным ниже.

**Теплоотдача при поперечном обтекании жидкостью пучка труб.** Поперечное обтекание жидкостью пучка труб имеет место в теплообменных аппаратах с поперечными перегородками типа сегментные и диск-кольцо.

Для приближенного расчета теплоотдачи при поперечном обтекании жидкостью пучка труб рекомендуется уравнение [8]

$$Nu_f = 0,25 Re_f^{0,6} Pr_f^{0,3}, \quad (3.38)$$

Уравнение справедливо в области числа Рейнольдса  $Re_f = 5 \cdot 10^3 \div 7 \cdot 10^4$ . В качестве определяющего размера принят наружный диаметр трубок, за определяющую температуру – средняя температура жидкости. Скорость, подставляемая в число  $Re_f$  выбирается в самом узком межтрубном сечении. Формула справедлива для чисто перпендикулярного омывания пучка труб (угол атаки  $\varphi$  равен  $90^\circ$ ). При угле атаки  $\varphi$ , отличном от  $90^\circ$ , вводится поправочный коэффициент  $\varepsilon_\varphi$ , на которые умножается коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ , полученный из основного уравнения (3.35). Значение поправки  $\varepsilon_\varphi$  находится из таблицы 3.2

Для определения коэффициента теплоотдачи при обтекании пучка труб вязкой жидкостью (мазут, масло) воспользоваться уравнением (3.35) не представляется возможным, так как режим движения, как правило, ламинарный.

Таблица 3.2

Значение поправки  $\varepsilon_\varphi$

угол атаки $\varphi$ , градус	90	80	70	60	50	40	20
$\varepsilon_\varphi$	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,52

В маслоохладителях с поперечным обтеканием масла пучка труб (с сегментными или кольцевыми перегородками) рекомендуется следующее уравнение



$$Nu_f = B \cdot Re_f^{0,5} Pr_f^{0,33} \left( \frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,14}, \quad (3.39)$$

где  $B$  – безразмерный коэффициент, зависящий от отношения диаметра трубного пучка  $D$  к расстоянию между перегородками  $h$ , изменится в пределах  $0,275 \div 0,325$ . При  $D/h > 6$ ,  $B = 0,3$ .

**Определение тепловой эффективности аппарата.** Тепловой эффективностью аппарата  $\eta$  называется отношение теплового потока  $Q$  рассматриваемого аппарата к тепловому потоку  $Q_{ид}$ , который может передать греющий теплоноситель в идеальных условиях, т.е. в условиях  $k_{\infty}$  рассматриваемого аппарата или в случае передачи теплоты при бесконечно большой площади теплообменника [12]

$$\eta = \frac{Q}{Q_{ид}} = \frac{W_1 \Delta T_1}{W_{\min} (T'_1 - T'_2)} = \frac{W_2 \Delta T_2}{W_{\min} (T'_1 - T'_2)}, \quad (3.40)$$

т.е. в идеальном теплообменнике имеет место максимально возможный перепад температур.

В нагревателях требуется получить как можно большую разность температур  $\Delta T_{\max} = T''_2 - T'_2$ , поэтому для нагревателя  $W_2 \ll W_1$ ,  $W_{\min} = W_2$ .

В охладителях, наоборот, требуется обеспечить наибольшее охлаждение греющего теплоносителя и получить  $\Delta T_{\max} = T'_1 - T''_1$ , поэтому  $W_1 \leq W_2$ , или  $W_{\min} = W_1$ .

$$\text{С учетом сказанного } \eta = \frac{T_{\max}}{T'_1 - T'_2};$$

для нагревателя  $W_{\min} = W_2$ ,  $\Delta T_2 = \Delta T_{\max}$ , где  $\eta = \frac{\Delta T_2}{T'_1 - T'_2}$ ;

для охладителя  $W_{\min} = W_1$ ,  $\Delta T_1 = \Delta T_{\max}$ , где  $\eta = \frac{\Delta T_1}{T'_1 - T'_2}$ ;

и тогда эффективность нагрева  $\Phi = \frac{T''_2 - T'_2}{T'_1 - T'_2}$ ;

эффективность охлаждения  $z = \frac{T'_1 - T''_1}{T'_1 - T'_2}$ .

В представленных случаях агрегатное состояние не изменяется.

## 3.2. КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

### 3.2.1. РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Конструктивный расчет кожухотрубных теплообменников состоит в определении количества трубок и способа их размещения, нахождении внутреннего диаметра корпуса и числа ходов в трубном и межтрубном пространстве [17].

В основу расчета положены исходные данные и результаты теплового расчета.

Общее количество трубок определяют исходя из поверхности теплообмена  $F$  в трубчатом аппарате, найденного согласно тепловому расчету

$$N = \frac{F}{\pi d_p l}, \quad (3.41)$$

где  $l$  – общая длина трубы в расчете на одноходовой пучок, м;

$d_p$  – расчетный диаметр, м.

$\pi$  – число  $\pi$ , равное 3,14.

Общая длина трубы может быть выражена через, расход и скорость теплоносителя

$$l = \frac{900 F d_{вн} w \rho}{G}, \quad (3.42)$$

где  $d_{вн}$  – внутренний диаметр труб, м;

$w$  – скорость теплоносителя в трубах, м/с;

$\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;

$G$  – часовой расход теплоносителя, кг/ч;

Рабочая длина труб  $l$  в теплообменных аппаратах редко превышает 5 м и обычно составляет 2–4 м. Если из условий расчета длина труб больше 5 м, конструируют многоходовые теплообменники с числом ходов

$$z = \frac{l}{l'}, \quad (3.43)$$

где  $l'$  – рабочая длина трубы в одном ходу, м.

Применительно к конкретным кожухотрубным теплообменникам число ходов  $z$  либо задается, либо определяется по формуле (3.43) предварительно задавшись величиной  $l'$  (выбирается по нормалям). В многоходовых теплообменных аппаратах число ходов  $z$  рекомендуется выбирать четным числом (2, 4, 6, 8, 10) из условия, чтобы входной и выходной патрубки для теплоносителей располагались в одной крышке аппарата.

Общее количество труб может быть найдено и исходя из заданного числа ходов в трубном пространстве  $z$  и числа труб одного хода в трубном пространстве  $N_0$  согласно зависимости

$$N = zN_0, \quad (3.44)$$

Здесь число труб одного хода в трубном пространстве вычисляется при известных расходах и скорости движений теплоносителя по формуле

$$N_0 = \frac{4G_s}{3600\pi d_{\text{вн}}^2 \rho_s w_s}, \quad (3.45)$$

где  $G$  – массовый расход теплоносителя воды в трубном пространстве, кг/ч;

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

$\rho$  – плотность теплоносителя (воды), кг/м<sup>3</sup>;

$w_s$  – скорость теплоносителя (воды), м/с.

$\pi$  – число  $\pi$ , равное 3,14.

Шаг труб в пучке  $t$  (расстояние между центрами труб) принимают из условий прочности

$$t = (1,3 \dots 1,5)d_n, \text{ м,} \quad (3.46)$$

где  $d_{en}$  – наружный диаметр трубок, м.

При размещении труб в трубных досках исходят из условий максимальной компактности, удобства разметки трубных досок и монтажа пучка труб. С целью удовлетворения этих требованиям наиболее целесообразным является размещение труб по величинам равносторонних треугольников (шахматный пучок), по величинам квадратов (коридорный пучок) и по концентрическим окружностям. На практике используют табличный метод разбивки трубных решеток (ПРИЛОЖЕНИЕ В) [16].

### 3.2.2. РАСЧЕТ ВНУТРЕННЕГО ДИАМЕТРА КОРПУСА КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Внутренний диаметр корпуса теплообменника зависит от диаметра и шага между трубами и способа их размещения. Величину его рекомендуется вычислять по формуле [17]

$$D = D' + d_n + 2K, \text{ м,} \quad (3.47)$$

где  $D'$  – наибольший диаметр окружности центров труб при концентрической разбивке или наибольшая диагональ шестиугольника при ромбической разбивке труб, м;

$d_n$  – наружный диаметр труб, м.

$K$  – кольцевой зазор между крайними трубками и внутренней стенкой корпуса (принимается конструктивно равным 6 мм и более), м;

Для многоходовых теплообменников используют уравнение

$$D = 1,1 \cdot t \sqrt{\frac{N}{\eta}}, \text{ м,} \quad (3.48)$$

где  $N$  – число труб, шт.;

$\eta$  – коэффициент заполнения трубной решетки (принимается  $\eta = 0,6-0,8$ );

$t$  – расстояние между центрами труб, м.

Расчетное значение диаметра корпуса определяется до ближайшего размера диаметра, рекомендуемого нормами.

Внутренний диаметр многоходовых теплообменников может быть определен и графическим путем, исходя из размещения перегородок в крышках аппаратов.

### 3.2.3. КОНСТРУКЦИЯ И РАЗМЕРЫ МЕЖТРУБНОГО ПРОСТРАНСТВА КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Для повышения скорости теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубных теплообменников используются поперечные перегородки типа диск-кольцо (кольцевые) и сегментные (рис. 3.1 *а, б*).

В случае кольцевых перегородок (рис. 3.1 *а*) размеры колец и дисков для перегородок выбираются из расчета получения одинаковой скорости теплоносителя в трех сечениях: между трубами внутри кольца, между кольцом и диском при поперечном омывании труб и в кольцевом зазоре между корпусом и диском. Диаметр дисков выбирается из расчета, чтобы в них размещался весь пучок труб [17].

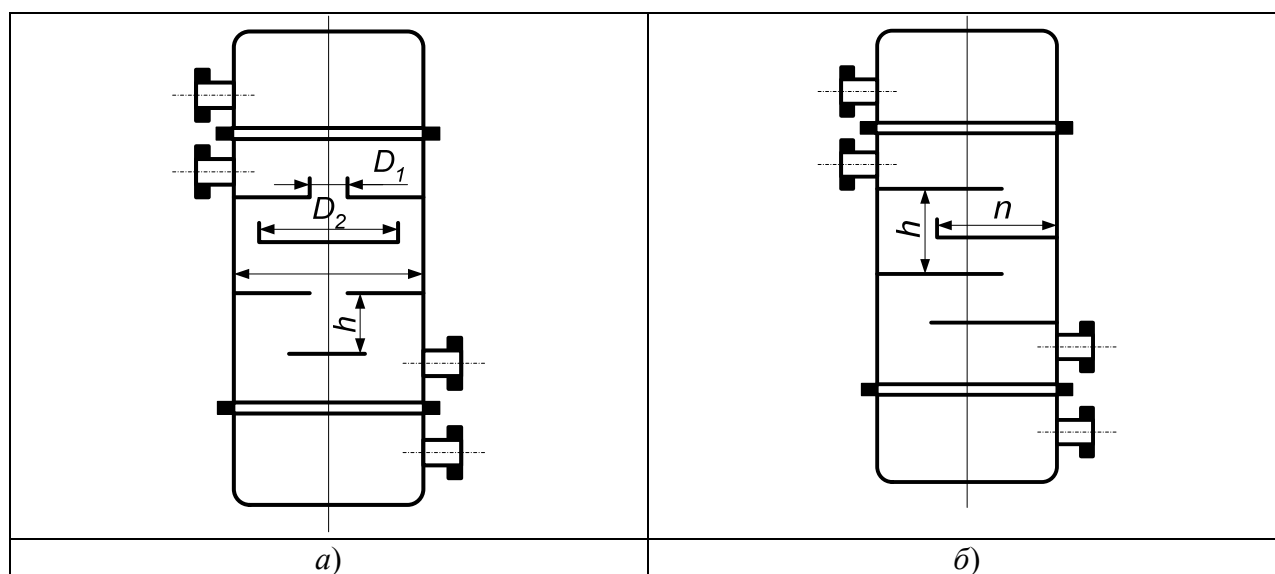


Рисунок 3.1 – Простановка размеров к расчету поперечных перегородок  
*а)* кольцевые перегородки; *б)* сегментные перегородки

Для данной схемы движения теплоносителя площадь кольцевого зазора между корпусом и диском:

$$S_1 = \frac{\pi}{4[(D^2 - D_2^2) - Nd_n^2]}, \text{ м}^2, \quad (3.49)$$

где  $D$  – внутренний диаметр корпуса, м;

$D_2$  – диаметр дисковой перегородки, м;

$N$  – число труб, шт.;

$\pi$  – число  $\pi$ , равное 3,14.

$d_n$  – наружный диаметр труб, м.

В вертикальном сечении между кольцевыми и дисковыми перегородками

$$S_2 = \pi D_0 h \left(1 - \frac{d_n}{t}\right), \text{ м}^2, \quad (3.50)$$

и проходное сечение для теплоносителя в кольце

$$S_3 = \frac{\pi D_1^2}{4 \left[1 - 0,91\eta \left(\frac{d_n}{t}\right)^2\right]}, \text{ м}^2, \quad (3.51)$$

где  $D$  – внутренний диаметр корпуса, м;

$D_1$  – диаметр кольцевой перегородки, м;

$D_2$  – диаметр дисковой перегородки, м;

$D_0$  – средний диаметр:  $D_0 = (D_1 + D_2)/2$ , м;

$d_n$  – наружный диаметр труб, м.

$h$  – расстояние между перегородками, м;

$\eta$  – коэффициент заполнения решетки трубами;

При расчете должно соблюдаться условие

$$S_{\text{мп}} = S_1 = S_2 = S_3 = \frac{G}{3600 \rho_T w_T}, \text{ м}^2. \quad (3.52)$$

Диаметр  $D_2$  при ромбической компоновке пучка труб определяют из выражения

$$\frac{\pi D_1^2}{4} = \frac{0,866 N t^2}{\eta}, \quad (3.53)$$

где  $0,866 t^2 = f$  – площадь, занимаемая одной трубой,  $\text{м}^2$ ;

$0,866 t^2 N = f N$  – площадь, занимаемая пучком труб,  $\text{м}^2$ .

Диаметр  $D_2$  определяется по формуле (3.53),  $D_1$  – из выражения (3.54),  $h$  – из выражения (3.50).

Для кожухотрубных теплообменников с сегментными перегородками (рис.3.1 б) площадь для прохода теплоносителя между сегментными перегородками  $S_1$  рекомендуется определить по формуле [15]

$$S_1 = \left(2y_0 + \frac{3my}{2N_0}\right)h, \text{ м}^2, \quad (3.54)$$

где  $y_0$  – расстояние между крайней трубкой и стенкой корпуса (среднее значение определяется исходя из разбивки трубной доски), м;

$m$  – количество зазоров между трубками в рядах, расположенных между кромками перегородок;

$y = t - d_n$  – расстояние между трубками, м;

$N_0$  – количество трубок;

$h$  – расстояние между перегородками, м.

Площадь для прохода теплоносителя в вырезе перегородки (за вычетом площади трубок)

$$\frac{D^2}{8} \left[ \left( \frac{\varphi_c \pi}{180} - \sin \varphi_c \right) \right] - 0,785 d_n^2 N_c, \text{ м}^2, \quad (3.55)$$

где  $\varphi_c$  – центральный угол сегмента, образованный вырезом в перегородке;

$d_n$  – наружный диаметр трубок, м.

$N_c$  – количество трубок в сегментном вырезе перегородки;

Необходимо, чтобы  $S_1 = S_2$ . Это достигается либо за счет изменения расстояния между перегородками, либо за счет переноса среза перегородки.

Средняя площадь для прохода теплоносителя

$$S_{cp} = 0,5(S_1 + S_2), \text{ м}^2, \quad (3.56)$$

Исходя из  $S_{cp}$  может быть определена (если не задана) средняя скорость теплоносителя в межтрубном пространстве

$$w_T = \frac{G_T}{S_{cp} \cdot \rho_T}, \text{ м/с}, \quad (3.57)$$

где  $G_T$  – массовый расход теплоносителя, кг/с;

$\rho_T$  – плотность теплоносителя при его средней температуре, кг/м<sup>3</sup>.

В работе [16] площадь межтрубного пространства определяют следующим образом. В случае если сегменты отрезаны у диска параллельно диагонали шестиугольника

$$S_{MTP} = Dh \cdot \left(1 - \frac{d_n}{t}\right), \text{ м}^2, \quad (3.58)$$

и если сегменты отрезаны у диска перпендикулярно диагонали шестиугольника

$$S_{MTP} = Dh \cdot \left(1 - \frac{d_n}{1,73 \cdot t}\right), \text{ м}^2, \quad (3.59)$$

где  $h$  – расстояние между перегородками, м.

Ширину перегородок  $n$  принимают равной  $(0,6-0,8)D$ . В случае использования аппарата без перегородок можно определить из равенства [16]

$$S_{MTP} = \frac{\pi}{4} (D^2 - \pi d_n^2), \text{ м}^2, \quad (3.60)$$

и скорость теплоносителя вдоль труб межтрубного пространства

$$w_T = \frac{G_M}{3600 \cdot S_{MTP} \cdot \rho}, \text{ м/с}, \quad (3.61)$$

где  $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>.



### 3.2.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРОВ ПАТРУБКОВ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Диаметр патрубков  $d_n$  зависит от расхода и скорости теплоносителя и определяется из соотношения

$$\frac{\pi d_n^2}{4} = \frac{G_M}{w_n \cdot \rho}, \quad (3.62)$$

где  $G$  – расход теплоносителя, кг/с;

$\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;

$w_n$  – скорость теплоносителя в трубке, м/с.

Скорости теплоносителей в трубках обычно принимаются несколько большими, чем в аппарате (выбираются по справочнику, чтобы не было кавитационного режима течения). Вычисленный диаметр патрубка обязательно округляется до ближайшего размера по нормалям.

### 3.2.5. РАСЧЕТ СПИРАЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

В случае конструктивного расчета определяется шаг спирального теплообменника  $s$  [14]

$$s = b + \delta, \text{ м}, \quad (3.63)$$

где  $b$  – ширина канала (принимается 6–15 мм), м;

$\delta$  – толщина листа материала канала (для стали 2–8 мм), м;

Каждый виток строится по радиусам  $r_1$  и  $r_2$ , причем для первого витка  $r_1 = \frac{d}{2}$

и  $r_2 = \frac{d}{2} + s$ . Центры, из которых производят построение спиралей, отстоят

друг от друга на величину шага витка  $s$ . Эскиз к расчету спирального теплообменника приведен на рис. 3.2 [14].

Высота спирали  $H$  определяется

$$H = \frac{f}{b}, \text{ м}, \quad (3.64)$$

где  $b$  – ширина канала, м;

$f$  – сечение канала для прохода теплоносителя,  $\text{м}^2$ ;

Поверхность аппарата  $F$  находится из уравнения [14]

$$F = L_{\text{эф}} \cdot 2b \cdot H, \text{ м}^2, \quad (3.65)$$

где  $b$  – ширина канала, м;

$L_{\text{эф}}$  – эффективная длина спирали, м.

Эффективная длина спирали находится из выражения

$$L = \frac{F}{2bH}, \text{ м}, \quad (3.66)$$

где  $F$  – поверхность нагрева, м.

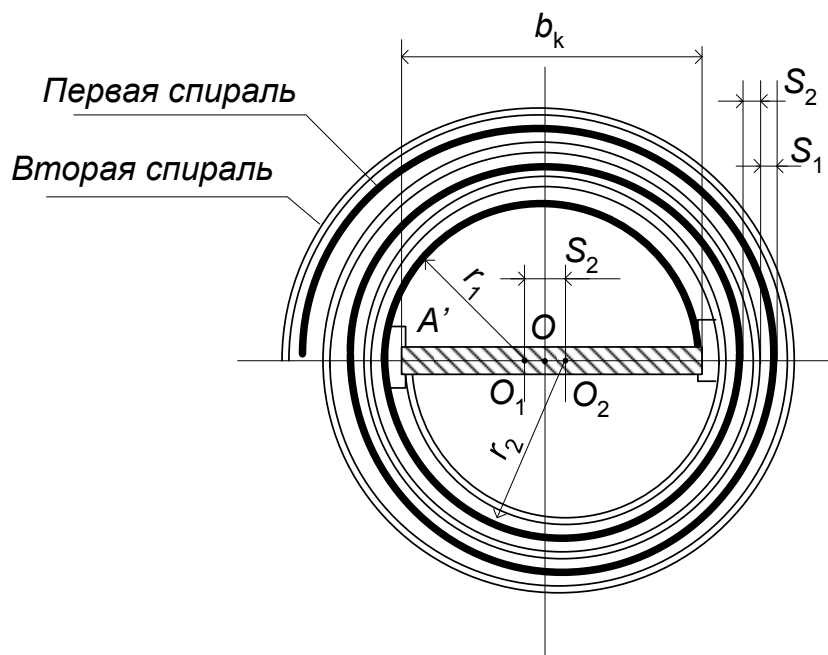


Рисунок 3.2. Эскиз к расчету спирального теплообменника

$HB$  – высота спирали, участвующая в теплообмене (за вычетом поверхности, заделанной в крышку) на ширину, м.

Число витков спирали теплообменника  $N$  определяется из выражения

$$N = \sqrt{2 \frac{L_{\text{эф}}}{\pi s} + x^2} - x, \quad (3.67)$$

где  $L_{\text{эф}}$  – эффективная длина спирали, м;

$\pi$  – число  $\pi$ , равное 3,14;

$$x = 0,5 \left( \frac{d}{s} - 1 \right).$$

Наружный диаметр спирали  $D$  теплообменника находится как

$$D = d + 2NS + \delta, \text{ м}, \quad (3.68)$$

где  $d$  – диаметр спирального канала теплообменника, м;

$N$  – число витков спирали теплообменника;

$s$  – шаг спирального теплообменника;

$\delta$  – толщина листа материала канала, м.

### 3.2.6. РАСЧЕТ ЗМЕЕВИКОВОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

При конструктивном расчете такого теплообменника определяется длина одного витка или винтовой линии змеевикового теплообменника  $l$  [14]

$$l = \sqrt{\pi D_{\text{зм}}^2 + h^2} \approx \pi \cdot D_{\text{зм}}, \text{ м}, \quad (3.69)$$

где  $D_{\text{зм}}$  – диаметр витка змеевика, м;

$h$  – шаг змеевика по вертикали или расстояние между осями витков змеевика, м;

Общая длина змеевика  $L$

$$L = n \cdot l = \pi \cdot D_{\text{зм}} \cdot n = \frac{F}{\pi d}, \text{ м}, \quad (3.70)$$

где  $d$  – наружный диаметр трубы змеевика, м;

$n$  – число витков змеевика.

$l$  – длина одного витка или винтовой линии змеевикового теплообменника, м;

$\pi$  – число  $\pi$ , равное 3,14.

$D_{\text{зм}}$  – диаметр витка змеевика, м;

$F$  – поверхность нагрева змеевиков,  $\text{м}^2$ ;

Поверхность нагрева змеевиков  $F$ ,  $\text{м}^2$  определяется из выражения

$$F = \pi \cdot d \cdot l, \text{ м}^2, \quad (3.71)$$

где  $d$  – наружный диаметр трубы змеевика, м;

$l$  – длина одного витка или винтовой линии змеевикового теплообменника, м.

Общая высота змеевика

$$H = n \cdot h, \text{ м}, \quad (3.72)$$

где  $n$  – число витков змеевика;

$h$  – шаг змеевика по вертикали или расстояние между осями витков змеевика, м.

### 3.2.7. РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Задачей конструктивного расчета пластинчатого теплообменника является определение количества секций в аппарате и диаметры патрубков [14].

Площадь поперечного сечения пакета  $f_{n1}$ ,  $\text{м}^2$ , по стороне хода охлаждаемой (горячей) воды

$$f_{n1} = \frac{G_1}{w_1 \rho_1}, \text{ м}^2, \quad (3.73)$$

где  $G_1$  – массовый расход охлаждаемой (горячей) воды, кг/ч;

$w_1$  – скорость охлаждаемой (горячей) воды, м/с;

$\rho_1$  – плотность охлаждаемой (горячей) воды,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Площадь поперечного сечения пакета  $f_{n2}$ ,  $\text{м}^2$ , по стороне хода холодной воды (нагреваемой) воды

$$f_{n2} = \frac{G_2}{w_2 \rho_2}, \text{ м}^2, \quad (3.74)$$

где  $G_2$  – массовый расход нагреваемой (холодной) воды, кг/ч;

$w_1$  – скорость охлаждаемой (горячей) воды, м/с;

$\rho_1$  – плотность охлаждаемой (горячей) воды, кг/м<sup>3</sup>.

Определяем количество каналов в одном пакете

$$m = \frac{f_{n1}}{f_1}, \quad (3.75)$$

где  $f_{n1}$  – площадь поперечного сечения пакета по стороне хода охлаждаемой (горячей) воды (живое сечение канала), м<sup>2</sup>;

$f_1$  – площадь поперечного сечения одного канала принимаемое по конструкции, м<sup>2</sup>

Количество пластин  $n$  в одном пакете

$$n = 2m, \quad (3.76)$$

где  $m$  – количество каналов в одном пакете.

Поверхность теплообмена одного пакета  $F_n$ , м<sup>2</sup>

$$F_n = F_1 \cdot n, \text{ м}^2 \quad (3.77)$$

где  $F_1$  – поверхность теплообмена одной пластины, м<sup>2</sup>.

Количество пакетов в теплообменном аппарате

$$x = \frac{F'_a}{F_n}, \quad (3.78)$$

где  $F'_a$  – скорректированная общая площадь поверхности теплообмена секции, м<sup>2</sup>.

Количество пластин в теплообменном аппарате

$$n = \frac{F'_a + 2F_1}{F_1}, \quad (3.79)$$

Фактическая площадь сечения пакета теплообменного аппарата

$$f_n = m \cdot f_1, \text{ м}^2, \quad (3.80)$$

Боле подробно расчет пластинчатого аппарата дан в [19, 20]

#### 4. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Задачей гидродинамического расчета является определение величины потери давления теплоносителей при их движении через теплообменные аппараты (теплообменники). Падение давления  $\Delta P_{TO}$ , Па в теплообменниках при прохождении теплоносителя по трубам и в межтрубном пространстве складывается из потерь на сопротивление трению и на местные сопротивления [15]

$$\Delta P_{TO} = \Delta P_{TP} + \Delta P_{MC} = \frac{\lambda l}{d_s} \frac{w^2}{2} \rho + \sum \xi \frac{w^2 \rho}{2}, \quad (4.1)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения (безразмерная величина, для стальных труб  $\lambda = 0,03$ , для латунных  $\lambda = 0,02$ );

$l$  – длина трубы или канала, м;

$d_s$  – эквивалентный диаметр сечения канала, равный  $4 \cdot f / S$ , м;

$w$  – средняя скорость движения теплоносителя на данном участке, м/с;

$\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;

$f$  – площадь сечения прохода теплоносителя, м<sup>2</sup>;

$S$  – смоченный периметр прохода теплоносителя, м;

$\Sigma \xi$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Значение коэффициентов местных сопротивлений в охладителях и подогревателях жидкостей

Местное сопротивление	коэффициент
1	2
Входная или выходная камера (удар и поворот)	1,5
Поворот на 180° внутри камеры при переходе из одного пучка трубок в другой	2,5
Поворот на 180° при переходе из одной секции в другую через колено	2,0
Поворот на 180° через перегородку в межтрубном пространстве	1,5
Поворот на 180° в U – образной трубке, огибание перегородок, поддерживающих трубки	0,5
Вход в межтрубное пространство	1,5
Вход в трубное пространство и выход из него	1,0
Круглые змеевики	0,5
Вентиль проходной $d = 50$ мм при полном открытии	4,6
Вентиль проходной $d = 400$ мм при полном открытии	7,6
Задвижка нормальная	0,5-1,0
Кран проходной	0,6-2,0
Угольник 90°..	1,0-2,0

При перекачке разных жидкостей рекомендуется коэффициент гидравлического трения определять по эмпирической зависимости

$$\lambda = 0,02 + \frac{1,7}{Re^{0,5}}, \quad (4.2)$$

где  $Re$  – число Рейнольдса для потока жидкости.

Ускорение потока газообразных жидкостей в каналах постоянного сечения вследствие изменения объема (например, при нагревании) вызывает потери давления  $\Delta p_y$ , Па, равные

$$\Delta p_y = \rho_2 w_2^2 - \rho_1 w_1^2, \quad (4.3)$$

где  $\rho_1$  и  $\rho_2$  – плотность газа во входном и выходном сечениях потока, кг/м<sup>3</sup>;  
 $w_1$  и  $w_2$  – скорости во входном и выходном сечениях потока, м/с.

Если теплообменник, по которому движется газообразная жидкость, сообщается с окружающей средой (атмосферой, пространством под вакуумом и т.д.) надо учитывать гидростатическое давление столба жидкости по формуле

$$\Delta p_{zc} = \pm h(\rho_1 - \rho_0), \quad (4.4)$$

где  $\Delta p_{zc}$  – гидростатическое давление, Па;

$h$  – расстояние по вертикали между входом и выходом теплоносителя, м (берется со знаком плюс при движении теплоносителя сверху вниз и со знаком минус при движении снизу в верх);

$\rho$  и  $\rho_0$  – средние плотности теплоносителя и окружающего воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

При движении теплоносителя по замкнутому контуру, без разрыва струи, величина  $\Delta p_{zc} = 0$ .

Из сказанного выше следует, что в общем случае полное падения давления  $\Delta p$ , Па, при движении теплоносителей через аппарат равно

$$\Delta p = \Delta p_{TO} + \Delta p_y + \Delta p_{zc}, \quad (4.5)$$

Обобщенную формулу (4.5) применяют для гидравлического расчета различных теплообменных аппаратов поверхностного типа. При подборе механизма, создающего циркуляцию теплоносителя в теплообменных аппаратах (насоса, вентилятора и т.д.), необходимо также учитывать потери давления  $\Delta p_{TP}$  в соединительных коммуникациях: трубопроводах, каналах. Кроме того, при подъеме насосом жидкости с разрывом струи на высоту  $H$  учитывается гидростатическое давление столба жидкости.

$$\Delta p_{zc} = H \rho_{ж} g, \quad (4.6)$$



Следовательно, необходимый располагаемый перепад давлений,  $H$  создаваемый насосом, должен быть равен

$$\Delta p_p = \Delta p_{TO} + \Delta p_{TP} + \Delta p_{zc}, \quad (4.7)$$

соответствующее значение необходимого напора  $H$ , м, создаваемого насосом, определяется из выражения

$$H_p = \frac{\Delta p_p}{\rho_{жс} g}, \quad (4.8)$$

Мощность  $N$ , кВт на валу насоса или вентилятора определяется формулой

$$N = \frac{G \Delta p_p}{1000 \rho \eta_n}, \quad (4.9)$$

где  $G$  – расход рабочей среды, кг/с;

$\Delta p_p$  – гидравлическое сопротивление аппарата, Па;

$\rho$  – плотность рабочей среды, кг/м<sup>3</sup>;

$\eta_n$  – КПД насоса или вентилятора.

Гидравлическое сопротивление  $\Delta p$ , Па, насадок в скруббере или ректификационной колонне определяется по формуле

$$\Delta p = \frac{4 \lambda H \rho g w_0^2}{d_z 2 S_{жс}^2}, \quad (4.10)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;

$H$  – высота слоя насадки, м;

$d_z$  – гидравлический диаметр насадки, м;

$\rho$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>;

$w_0$  – скорость набегающего потока газа, м/с;

$S_{жс}$  – площадь среднего живого сечения насадки - величина, численно равная свободному объему насадки  $V_{св}$ , м<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>.

Коэффициент трения сухих (неорошаемых) насадок для турбулентного режима при  $Re > 40 \lambda$  равен  $4/Re^{0,2}$ ; для ламинарного режима при  $Re < 40 \lambda$ , равен  $35/Re$ . Критерий Рейнольдса для насадок

$$Re = \frac{w_0 d_z}{\nu V_{св}} = \frac{w d_z}{\nu}, \quad (4.10)$$

где  $w = \frac{w_0}{V_{св}}$  – действительная скорость движения газа в насадке, м/с.

## 5. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Произвести тепловой расчёт горизонтального секционного кожухотрубного водоводяного подогревателя, определить:

- тепловую мощность подогревателя;
- температуру греющей воды на выходе из подогревателя;
- коэффициент теплоотдачи от греющей воды к внутренней поверхности трубки;
- коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности трубки к нагреваемой воде;
- коэффициент теплопередачи от греющей воды к нагреваемой воде через разделяющую их поверхность латунных трубок;
- среднелогарифмический температурный напор между теплоносителями;
- поверхность нагрева теплообменного аппарата;

Исходные данные: Горячий теплоноситель, протекает по латунным трубкам с наружным диаметром  $d_2 = 16$  мм, толщина стенки трубки 1 мм.

Расход греющей воды  $G_1 = 15500$  кг/час, температура греющей воды на входе в ТА  $t_1 = 80^\circ\text{C}$ , расход нагреваемой воды  $G_2 = 18000$  кг/час, температура нагреваемой воды на входе в ТА  $t_2 = 5^\circ\text{C}$ , температура нагреваемой воды на выходе из ТА  $t_2'' = 60^\circ\text{C}$ , коэффициент теплопроводности материала стенок трубок  $\lambda = 104,5$  Вт/м $^\circ\text{C}$ , расчётная длина секции  $l = 4$  м, внутренний диаметр корпуса секции  $D = 106$  мм, число трубок в секции  $n = 19$ ,  $d_2/d_1 = 16/14$  мм. При расчете потерями теплоты с внешней поверхности корпуса теплообменника пренебречь.

Тепловая мощность подогревателя определяется из уравнения теплового баланса для нагреваемого теплоносителя:

$$Q = G_2 C_{p2} (t_2'' - t_2')$$

Здесь  $C_{p2} = 4,174$  кДж/кг $^{\circ}$ С, теплоемкость нагреваемой воды, определяется при  $\bar{t}_2 = \frac{t_2'' + t_2'}{2} = \frac{60 + 5}{2} = 32,5$   $^{\circ}$ С, из таблиц С.Л. Ривкин, А. А. Александрова «Термодинамические свойства воды и водяного пара»

$$Q = \frac{18000}{3600} 4,174 (60 - 5) = 1147 \text{ кВт}$$

Температура греющей воды на выходе из ТА  $t''_1$  определяется из уравнения теплового баланса для греющей воды:

$$Q = G_1 C_{p1} (t'_1 - t''_1),$$

отсюда

$$t''_1 = t'_1 - \frac{Q}{G_1 C_{p1}} = 80 - \frac{1147}{\frac{15500}{3600} 4,174} = 16,2 \text{ } ^{\circ}\text{С},$$

здесь  $C_{p1} = 4,174$  кДж/кг $^{\circ}$ С определяется при средней температуре греющей воды  $\bar{t}_1 \sim 50$   $^{\circ}$ С

Определение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_1$  от греющей воды к внутренней поверхности трубок.

Теплофизические характеристики горячей воды определим при средней температуре методом последовательных приближений [2].

$$\bar{t}_1 = \frac{t'_1 + t''_1}{2} = \frac{80 + 16,2}{2} = 48,1 \text{ } ^{\circ}\text{С},$$

плотность горячей воды  $\rho_1 = 988,9 \text{ кг/м}^3$ ;

коэффициент кинематической вязкости  $\nu_1 = 0,575 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;

коэффициент теплопроводности воды  $\lambda_1 = 0,646 \text{ Вт/м}^\circ\text{С}$ ;

критерий Прандтля горячей воды при  $t_1$ ,  $Pr_1 = 3,68$ .

Скорость движения греющей воды внутри латунных трубок

$$\omega_1 = \frac{4G_1}{n \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot \rho_1} = \frac{15500 \cdot 4}{19 \cdot 3.14 \cdot 14^2 \cdot 10^{-6} \cdot 988,9 \cdot 3600} = 1.49 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса

$$Re_1 = \frac{\omega_1 d_1}{\nu_1} = \frac{1,49 \cdot 14 \cdot 10^{-3}}{0,575 \cdot 10^{-6}} = 36300.$$

Если  $Re > 10^4$ , то режим движения жидкости турбулентный

Для турбулентного режима движения теплоносителей справедливо следующее критериальное уравнение

$$Nu_1 = 0,021 Re_1^{0,8} \cdot P_{r1}^{0,43} \left( \frac{P_{r1}}{P_{rcm}} \right)^{0,25},$$

здесь  $Nu_1$  – число Нуссельта горячей воды,  $P_{rcc} = 4,31$  – число Прандтля воды при средней температуре стенки  $t_{cm}$ : (найден из табл. 2 данного м.у.)

$$t_{cm} = 0,5(\bar{t}_1 + \bar{t}_2) = 0,5(48,1 + 32,5) = 40,35^\circ\text{С}$$

$$Nu_1 = 0,021 \cdot 36300^{0,8} \cdot 3,68^{0,43} \left( \frac{3,68}{4,31} \right)^{0,25} = 157$$

Коэффициент теплоотдачи от горячей воды к внутренней поверхности латунных трубок определяется из условия:

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

здесь  $l$  – определяющий размер, в нашем случае это внутренний диаметр латунных трубок

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_1} = \frac{157 \cdot 0,646}{14 \cdot 10^{-3}} = 7244 \text{ Вт/м}^2\text{°С}.$$

Определение коэффициента теплоотдачи от внешней поверхности латунных трубок к нагреваемой воде.

Определим теплофизические характеристики нагреваемой воды при средней температуре  $\bar{t}_2$ :

$$\bar{t}_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{5 + 60}{2} = 32,5 \text{ °С},$$

плотность воды  $\rho_2 = 994,8 \text{ кг/м}^3$ ;

коэффициент кинематической вязкости  $\nu_2 = 0,768 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ ;

коэффициент теплопроводности воды  $\lambda_2 = 0,628 \text{ Вт/м}^2\text{°С}$ ;

критерий Прандтля  $Pr_2 = 5,14$ .

Эквивалентный диаметр сечения межтрубного пространства

$$d_{\text{экв}2} = \frac{4F}{P},$$

где  $F$  – площадь межтрубного пространства, внутри которого протекает нагреваемая вода:

$$F = \frac{\pi(D^2 - nd_2^2)}{4};$$

$$P = \pi D + n\pi d_2,$$

где  $P$  – смоченный периметр канала,  $P = \pi D + n\pi d_2$ ;

$d_2$  – внешний диаметр латунных трубок.

$$d_{\text{экв}2} = \frac{D^2 - nd_2^2}{D + nd_2} = \frac{106^2 - 19 \cdot 16^2}{106 + 19 \cdot 16} = 15,5 \text{ мм.}$$

Скорость движения нагреваемой воды

$$\omega_2 = \frac{G_2}{F \cdot \rho_2} = \frac{18000}{3600 \cdot 0,005 \cdot 994,8} = 1,00 \text{ м/с;}$$

$$F = \frac{\pi(D^2 - nd_2^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (106^2 - 19 \cdot 16^2) \cdot 10^{-6}}{4} = 0,05 \text{ м}^2.$$

Число Рейнольдса для нагреваемой воды

$$\text{Re}_2 = \frac{\omega_2 d_{\text{экв}2}}{\nu_2} = \frac{1 \cdot 15,5 \cdot 10^{-3}}{0,768 \cdot 10^{-6}} = 20200 .$$

Определим критерий Нуссельта для нагреваемой воды

$$\text{Nu}_2 = 0,021 \cdot \text{Re}_2^{0,8} \cdot \text{Pr}_2^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot 20200^{0,8} \cdot 5,14^{0,43} \left( \frac{5,14}{4,31} \right)^{0,25} = 123,4 .$$

Коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности латунных трубок к нагреваемой воде

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \cdot \lambda_{21}}{d_{\text{экв}2}} = \frac{123,4 \cdot 0,628}{15,5 \cdot 10^{-3}} = 5000 \text{ Вт/м}^2\text{°С.}$$

Коэффициент теплопередачи от горячей воды к нагреваемой воде через разделяющую их поверхность теплообмена определим по уравнению (3.22),

$$\text{т.к. } \frac{d_2}{d_1} = \frac{16}{14} = 1,14 < 1,5$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{7244} + \frac{10^{-3}}{104,5} + \frac{1}{5000}} = 2877 \text{ Вт/м}^2\text{°С.}$$

Среднеарифметический температурный напор между теплоносителями для случая противоточной схемы включения:

$$\Delta \bar{t}_{cp} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}} = \frac{(80 - 60) - (16,2 - 5)}{\ln \frac{80 - 60}{16,2 - 5}} = 15,3^\circ\text{С}.$$

Поверхность теплообмена ТА

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}} = \frac{1147 \cdot 10^3}{2877 \cdot 15,3} = 26,06 \text{ м}^2.$$

Поверхность нагрева одной секции ТО

$$F_{секц} = n \cdot \pi \cdot d_{cp} \cdot l = 19 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 10^{-3} \cdot 4 = 3,58 \text{ м}^2.$$

Число секций в теплообменнике

$$N = \frac{F}{F_{секц}} = \frac{26,06}{3,58} = 7,3.$$

Принимаем для ТА 8 секций. Уточним длину секции

$$F = N \cdot n \cdot \pi \cdot d_{cp} \cdot l;$$

$$l = \frac{26,06}{8 \cdot 19 \cdot 3,14 \cdot 15 \cdot 10^{-3}} = 3,64 \text{ м.}$$

Уточним температуры поверхностей латунных трубок

$$Q = \alpha_1(t_1 - t_{c1})\pi d_1 n \ell N$$

$$t_{c1} = \bar{t}_1 - \frac{Q}{\alpha_1 \pi d_1 n \ell N} = 48,1 - \frac{1147 \cdot 10^3}{7244 \cdot 3,14 \cdot 14 \cdot 10^{-3} \cdot 19 \cdot 4 \cdot 8} = 42,2^\circ\text{C},$$

$$t_{c2} = \bar{t}_2 + \frac{Q}{\alpha_2 \pi d_2 n \ell N} = 32,5 + \frac{1147 \cdot 10^3}{5000 \cdot 3,14 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 19 \cdot 4 \cdot 8} = 40^\circ\text{C}.$$

Совпадение с принятой  $t_c$  удовлетворительное.



## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Методические указания по оформлению курсовых проектов и работ БНТУ: СТП БНТУ 3.01-2003. – Введен 14.01.2003. – Минск: БНТУ, 2003 – 15с.
2. Теплотехника: Учебник для вузов./ В.Н. Луканин, [и др.]; под общ. ред. В.Н. Луканина – Москва: Высшая школа, 1999. – 671 с.
3. Голубков Б.Н., Данилов О.Л., Зосимовский Л.В., и др. Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий Учебник для техникумов – 2-е изд., перераб. и дополн. – М.; Энергия., 1979. – 544 с.ил.
4. Исаченко В.П. Теплопередача./ В.П. Исаченко, В.А.Осипова, А.С. Сухомел; под общ. ред. В.П.Исаченко – Москва: Энергоиздат, 1981 – 416 с.
5. Михеев М.А. Основы теплопередачи. 2–е изд./ М.А. Михеев, И.М. Михеева – Москва: Энергия, 1977 – 342 с.
6. Панкратов Г.П. Сборник задач по теплотехнике./ Г.П. Панкратов – Москва: Высшая школа, 1986. – 248с.
7. Нащокин В.В. Техническая термодинамика и теплопередача. 2–е изд./ В.В. Нащокин – Москва: Высшая школа, 1975 – 496 с.
8. Авчухов В.В. Задачник по процессам теплообмена /В.В. Авчухов, Б.Я. Паюсте – Москва: Энергоатомиздат, 1986 – 140 с.
9. Краснощеков Е.А. Задачник по теплопередаче./ Е.А. Краснощеков, А.С. Сухомел – Москва: Высшая школа, 1980 – 288 с.
- 10.Справочник по теплообменникам: в 2-х т./ Пер. с англ., под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова – Москва: Энергоатомиздат, 1987. – 2 т.
11. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров/ Х. Уонг пер. с англ. – Москва: Атомиздат, 1979. – 216 с.
- 12.Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие / С.С. Кутателадзе – Москва: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
- 13.Бажан П.И. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е.Каневец, В.М.Селиверстов – Москва: Машиностроение, 1989. – 366 с.
- 14.Теплотехнический справочник: в 2-х т./под общ. ред. В.Н. Юренева, П.Д. Лебедева [и др.]. – 2-е издание – Москва: Энергия, 1975 – 2 т.
- 15.Андреев В.А. Теплообменные аппараты для вязких жидкостей./ В.А. Андреев – Москва: Энергия, 1971. – 130 с.

16. Левин Л.М. Табличный метод разбивки решеток теплообменников./ Л.М. Левин. – Москва: Энергия, 1959. – 95 с.
17. Методические указания по выполнению комплексного курсового проекта по курсам «Техническая термодинамика», «Тепломасообмен», «Гидрогазодинамика» для студентов специальности 10.07 – Промышленная теплоэнергетика»: учеб.-метод, пособие / БПИ; авт.-составители В.Г. Баштовой, Е.В. Кравченко, Н.Г. Хутская. – Минск, 1992. – 47 с.
18. Пермяков В.А. Теплообменники вязких жидкостей применяемые на электростанциях/ В.А. Пермяков, Е.С. Левин, Г.В. Дивова – Ленинград: Энергоатомиздат, 1983. – 176 с.
19. Рац А.А. Конструкции, исследования и расчет пластинчатых теплообменных аппаратов /под ред.А.Ф. Гандельстана – Москва: ЦИНТИМАШ, 1962. – 167 с.
20. Копко В.М. Пластинчатые теплообменники в системах централизованного теплоснабжения : учеб. пособие / В.М. Копко, М.Г. Пшоник. – Минск: БНТУ, 2005 – 197 с.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### ПРИЛОЖЕНИЕ А. Физические свойства некоторых твердых тел (элементов) при 0°С

Наименование элементов	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$c_p$ , кДж/(кг·К)
1.	2.	3.	4.
Алюминий	2700	209	0,896
Ванадий	5900	34,9	0,494
Висмут	9830	9,4	0,121
Вольфрам	19340	169	0,134
Железо	7880	74	0,44
Золото	19310	313	0,130
Калий	870	100	0,737
Литий	534	68,6	3,31
Магний	1760	158	0,975
Медь	8930	390	0,388
Молибден	10200	141	0,252
Натрий	975	109	1,20
Никель	8900	67,5	0,427
Олово	7300	66,3	0,222
Платина	21460	69,8	0,132
Свинец	11350	35,1	0,127
Серебро	10500	419	0,234
Сурьма	6690	18,8	0,205
Титан	4540	15,1	0,531
Углерод Графит	1700 ..2300	174	0,67
Уран	19100	19,2	0,117
Хром	7150	69,8	0,448
Цинк	7150	113	0.384

ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Физические свойства некоторых сталей и сплавов при  $t = (20...20) ^\circ\text{C}$

Наименование материалов	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$c_p$ , кДж/(кг·К)	$\alpha \cdot 10^5$ , м <sup>2</sup> /с
1.	2.	3.	4.	5.
Сталь 20	7830	51,0	0,49.4	1,32
Сталь 45	7830	47,8	0,490	1,25
Нержавеющая сталь 12Х18Н10Т	7860	16.3	0,494	0,42
Магниеые сплавы	1780	79,1	0,98	4,53
Алюминиевые сплавы	2800	163	1,13	5,15
Титановые сплавы	4460	8,7	0,524	0,372
Латунь	8500	109	0,392	3,27
Бронза	8800	48,2	0,368	1,49

• Физические свойства конкретного сплава зависят от химического состава и могут отличаться от указанных.

ПРИЛОЖЕНИЕ В. Рекомендуемое число труб в ТА при разбивке в трубной решетке по шестиугольникам и по концентрической окружностям

$D/t$	$m$	разбивка по шестиугольникам						Разбивка по окружностям		
		$l$	$n'$	число труб по рядам сегмента			число труб во всех сегментах	$N$	число труб по наружной окружности	$N$
				I	II	III				
1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.
2	1	3	7	–	–	–	–	7	6	7
4	2	5	19	–	–	–	–	19	12	19
6	3	7	37	–	–	–	–	37	18	37
8	4	9	61	–	–	–	–	61	25	62
10	5	11	91	–	–	–	–	91	31	98
14	7	15	169	3	–	–	18	187	43	178
18	9	19	271	5	–	–	30	301	56	279
22	11	23	397	7	–	–	42	439	69	410
26	13	27	547	9	2	–	66	613	81	566
30	15	31	72	11	6	–	102	823	94	747
34	17	35	919	13	8	–	126	1045	106	953
38	19	39	1141	15	12	–	162	1303	119	1185
42	21	43	1387	17	14	7	228	1615	131	1441
46	23	47	1657	19	16	9	264	1921	144	1723

ПРИМЕЧАНИЕ:

$m$  – число шестиугольников или окружностей;  $l$  – число труб по дискам;  $n'$  – общее число труб без учета сегментов;  $N$  – общее число труб в ТА;

ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Физические свойства различных технических материалов

Наименование материала	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$t$ , °C	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$c_p$ , кДж/(кг·К)
1.	2.	3.	4.	5.
Асбест	500	20	0,106	0,837
Асбестовый картон	1000	20	0,184	0,84
Асбест распушенный	100	20	0,092	0,84
Графитовые изделия	1600	100	158	0,837
Двуокись циркония	5280	100	167	0,586
Железобетон	2200	20	1,55	0,84
Кирпич красный	1800	0	0,77	6,879
Минеральная вата	150	20	0,075	0,92
Окись алюминия	3740	100	30,2	0,925
Оргстекло	1180	20	0,184	1,43
Пенокерамика	1400	20	1,16	0,84
Пенопласт	200	30	0,058	—
Пеностекло	400	26	0,107	0,84
Пеношамот	600	20	0,132	0,92
Резина твердая обыкновенная	1200	20	0,159	1,382
Слюда	2900	20	0,52	0,879
Стекло обыкновенное	2500	20	0,74	0,670
Стекловата	200	20	0,0465	—
Стекловолокно	120	20	0,11	0,84
Стеклотекстолит	1650	20	0,459	1,64
Текстолит	1350	20	0,293	1,47
Фторопласт-4	2150	20	0,247	1,05
Фибра	1200	60	0,48	—
Шлак котельный	700	20	0,186	0,75
Эбонит	1200	20	0,165	—

ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Физические свойства воды на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{МПа}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$	$Pr$
1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.
0	0,1013	99,9	4,212	55,1	1,789	13,67
20	0,1013	998,2	4,183	60,0	1,006	7,02
40	0,1013	992,2	4,174	63,5	0,659	4,31
60	0,1013	983,2	4,178	66,0	0,478	2,98
80	0,1013	971,8	4,195	67,6	0,366	2,21
100	0,1013	968,4	4,20	68,3	0,291	1,75
120	0,1985	943,1	4,250	68,7	0,252	1,47
140	0,3614	926,1	4,287	68,6	0,216	1,25
160	0,618	907,4	4,346	68,4	0,191	1,11
180	1,003	886,9	4,41	67,6	0,173	1,00
220	2,320	840,3	4,614	64,6	0,148	0,89
260	4,694	784,0	4,949	60,6	0,135	0,87
300	8,592	712,5	5,736	54,1	0,128	0,97
340	14,608	610,1	8,164	45,8	0,127	1,38

ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Физические свойства водяного пара на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{МПа}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$	$Pr$
8.	9.	10.	11.	12.	13.	14.
100	0,101	0,598	2,135	2,35	20,02	1,08
120	0,198	1,21	2,206	2,60	11,46	1,09
140	0,361	1,966	2,315	2,79	6,89	1,12
160	0,618	3,258	2,479	3,01	4,49	1,18
180	1,003	5,157	2,709	3,27	2,93	1,25
200	1,555	7,862	3,023	3,85	2,03	1,36
220	2,320	11,62	3,408	3,90	1,45	1,47
240	3,348	16,76	3,881	4,29	1,06	1,61
260	4,694	23,72	4,468	4,80	0,794	1,76
280	6,419	33,19	5,233	4,49	0,600	1,88
300	8,592	46,21	6,28	6,27	0,461	2,13
320	11,290	64,72	8,21	7,51	0,353	2,50
340	14,608	92,78	12,35	9,30	0,272	3,35
360	18,614	144,0	23,03	12,79	0,202	5,23

ПРИЛОЖЕНИЕ Е. Физические свойства сухого воздуха при атмосферном давлении

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p$ кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2,$ Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$	$Pr$
1.	2.	3.	4.	5.	6.
-50	1,584	1,013	2,06	9,23	0,728
-20	1,395	1,009	2,28	12,79	0,716
0	1,293	1,005	2,44	13,28	0,707
20	1,205	1,005	2,59	15,06	0,703
40	1,128	1,005	2,76	16,96	0,699
60	1,060	1,005	2,90	18,97	0,696
80	1,000	1,009	3,05	21,09	0,692
100	0,946	1,009	3,21	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	25,45	0,686
140	0,854	0,013	3,48	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,77	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,87	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	40,61	0,67
300	0,615	1,047	4,61	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,75	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	96,89	0,699
700	0,362	1,134	6,71	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	177,1	0,719

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж. Физические параметры дизельного масла в зависимости от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$\lambda,$ Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$ м <sup>2</sup> /с	$\alpha \cdot 10^4,$ м <sup>2</sup> /ч	$Pr$
1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.
5	900,5	1,787	0,1283	2600	3,02	-
10	897,6	1,806	0,1280	1520	3,14	19550
15	894,6	1,822	0,1276	960	3,280	13700
20	981,1	1,839	0,1273	620	3,41	8000
25	882,9	1,856	0,1269	405	3,56	5200
30	884,8	1,875	0,1266	280	3,69	3730
35	881,9	1,893	0,1263	190	3,81	2790
40	877,9	1,910	0,1259	135	3,94	1840
45	875,0	1,927	0,1256	110	4,07	1330
50	872,1	1,944	0,1252	76	4,2	1045
55	869,1	1,963	0,1249	57	4,34	820
60	865,2	1,981	0,1255	45	4,45	630
65	862,2	1,998	0,1242	36	4,56	520
70	859,8	2,015	0,1238	29	4,71	413
75	856,7	2,034	0,1235	24,5	4,81	353
80	853,4	2,053	0,1231	20	4,92	290
85	849,5	2,069	0,1228	16,8	5,05	245
90	846,6	2,086	0,1224	14,2	5,19	208
95	843,6	2,103	0,1221	12,4	5,3	184
100	840,7	2,122	0,1217	10,7	5,41	162



ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Термическое сопротивление от загрязнения на пластинах  
( $R=\delta_1/\lambda_1$ )

Загрязнение при работе со средой	$R_3$ (м <sup>2</sup> К)/Вт	Загрязнение при работе со средой	$R_3$ (м <sup>2</sup> К)/Вт
Аммиак	0,00025	Низкокипящие углеводороды	0,00020
Ароматические углеводороды	0,0018	Нефть ниже 260°С	0,00020
Алюминатный раствор	0,00015	Нефтяные продукты чистые	0,00020
Бензин, керосин	0,00010	Органические жидкости	0,00011
Вода:		Органические теплоносители	0,00020
техническая	0,00023	Полимеризующие вещества	0,00045
техническая сильно загрязнен- ная	0,00055	Природный газ	0,0040
речная	0,00017	Рассол соляной	0,00010
морская	0,00011	Рассол аммонизированный	0,00030
водопроводная(озерная)	0,00020	Растворители (ацетон)	0,00010
жесткая	0,00025	Раствор каустической соды	0,00020
дистиллированная	0,00004	Растворы солей с примесью смол или масел	0,00050
Водяной пар	0,00011	Растворы солей	0,00020
Газы пиролиза с примесью смолы	0,00200	Ржавчина	0,0005
Дымовые газы	0,00060	Сажа	0,010
Жидкие хладагенты	0,00007	Сероуглерод	0,00020
Известь	0,000415	Сернистое железо	0,000083
Кокс	0,000715	Сжатый воздух	0,00040
Лед	0,00025	Соляная, фосфорная или серная кислота	0,00005
Масло:		Тошние абсорбенты	0,00040
машинное и трансформаторное	0,00015	Углеводороды хлорированные	0,00010
растительное	0,00031	Уксусная кислота	0,00050
смазочное	0,00042	Хладоносители	0,00010
топливное	0,00051	Хлористый кальций	0,0008
закалочное	0,00010	Хлористый натрий	0,000165
Мазут	0,00050	Щелочные растворы	0,00040
Накипь	0,00033		