

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Ивановский государственный химико-технологический университет

А.А. Липин, Ю.Е. Романенко, А.В. Шибашов, А.Г. Липин

**РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ. КОЖУХОТРУБЧАТЫЕ  
ТЕПЛООБМЕННИКИ**

Учебное пособие

Иваново 2017

УДК 66.045.1

Липин, А.А. Расчет теплообменных аппаратов. Кожухотрубчатые теплообменники: учеб. пособие / А.А. Липин, Ю.Е. Романенко, А.В. Шибашов, А.Г. Липин; Иван. гос. хим.-технол. ун-т. – Иваново, 2017. - 76 с.

В учебном пособии рассмотрены методики и примеры расчета кожухотрубчатых теплообменных аппаратов различного технологического назначения.

Предназначено студентам всех направлений подготовки ИГХТУ дневного и заочного отделений, выполняющим курсовой проект по дисциплинам «Процессы и аппараты химической технологии», «Процессы и аппараты защиты окружающей среды», «Процессы и аппараты биотехнологии», «Процессы и аппараты пищевых производств», «Процессы и аппараты отрасли».

Табл. 24. Ил. 18. Библиогр.: 6 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Ивановского государственного химико-технологического университета.

#### Рецензенты:

кафедра гидравлики, теплотехники и инженерных сетей Института информационных технологий и инженерных систем Ивановского государственного политехнического университета;  
доктор технических наук В.П. Жуков (Ивановский государственный энергетический университет)

© Липин А.А., Романенко Ю.Е., Шибашов А.В.,  
Липин А.Г. 2017

© ФГБОУ ВО “Ивановский государственный  
химико-технологический университет”, 2017

## Оглавление

Введение	4
1. Расчет кожухотрубчатого теплообменника для охлаждения жидкости	11
1.1. Выбор конструкционного материала	11
1.2. Технологический расчет	11
1.3. Гидравлический расчет	19
1.4. Расчет тепловой изоляции	22
2. Расчет кожухотрубчатого теплообменника для нагрева жидкости насыщенным паром	23
2.1. Выбор конструкционного материала	23
2.2. Технологический расчет	23
2.3. Гидравлический расчет	31
2.4. Расчет тепловой изоляции	34
3. Расчет кожухотрубчатого теплообменника для испарения жидкости	35
3.1. Выбор конструкционного материала	35
3.2. Технологический расчет	35
3.3. Расчет тепловой изоляции	41
4. Расчет теплообменника типа «труба в трубе»	43
4.1. Выбор конструкционного материала	43
4.2. Технологический расчет	43
4.3. Гидравлический расчет	51
4.4. Расчет тепловой изоляции	54
5. Методика подбора основных конструктивных элементов теплообменника	55
5.1. Расчет толщины стенки кожуха аппарата	55
5.2. Выбор днищ и крышек камер аппарата	56
5.3. Выбор фланцев для кожуха аппарата	57
5.4. Расчет трубной решетки	58
5.5. Выбор фланцевых соединений для штуцеров	61
5.6. Выбор опор аппарата	63
5.7. Расположение перегородок	65
Список библиографических источников	67
Приложение	68

## ВВЕДЕНИЕ

**Теплообменниками** называют аппараты, предназначенные для передачи тепла от одних веществ к другим. Вещества, участвующие в процессе передачи тепла, называются **теплоносителями**. Теплообменные аппараты могут применяться как самостоятельное оборудование, так и в виде отдельных элементов технологических и энергетических установок, образуя секционные (многоступенчатые) агрегаты.

В промышленности наиболее распространены поверхностные рекуперативные теплообменники, в которых теплоносители разделены твердой стенкой. В зависимости от вида поверхности теплообмена их разделяют на две группы:

- аппараты с трубчатой поверхностью теплообмена (кожухотрубчатые теплообменники, теплообменники «труба в трубе», оросительные теплообменники, змеевиковые теплообменники, ламельные теплообменники);
- аппараты с плоской поверхностью теплообмена (пластинчатые теплообменники, спиральные теплообменники, аппараты с рубашкой).

Кожухотрубчатые теплообменники различных конструкций – наиболее распространённый тип теплообменных аппаратов. Конструкция классического кожухотрубчатого теплообменника представлена на рис. 1.



Рис. 1. Кожухотрубчатый теплообменник

Трубные решетки устанавливаются по обеим сторонам трубного пучка. Трубы крепятся в трубной решетке тремя способами: развальцовкой, сваркой и пайкой. Крепление крышек к кожуху осуществляется фланцевыми соединениями. Для герметичности конструкции между фланцами устанавливается прокладка. Теплоносители вводятся в трубное и межтрубное пространство через штуцеры. Для уменьшения теплотерь в трубное пространство рекомендуется направлять более горячий теплоноситель, а в межтрубное – более холодный.

В межтрубном пространстве могут быть установлены поперечные сегментные перегородки. Они предназначены для повышения прочности конструкции, а также для увеличения скорости движения теплоносителя, движущегося в межтрубном пространстве, а следовательно, для интенсификации процесса теплообмена. Число сегментных перегородок в нормализованном кожухотрубчатом теплообменнике регламентируется.

В зависимости от числа ходов по трубному пространству различают одно-, двух- и многоходовые кожухотрубчатые теплообменники (рис. 2). Под многоходовыми подразумеваются четырех- и шестиходовые.

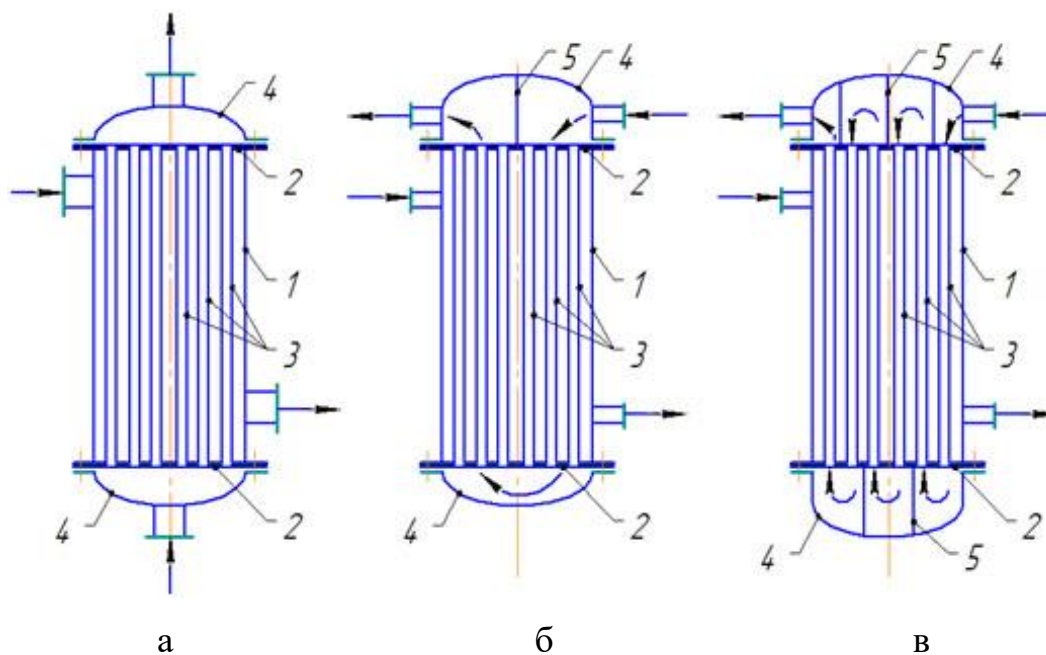


Рис. 2. Кожухотрубчатые теплообменники с неподвижными решетками: а – одноходовой; б – двухходовой; в – шестиходовой: 1 – корпус; 2 – трубные решетки; 3 – трубы; 4 – крышки; 5 – перегородки

Одноходовые и многоходовые теплообменники могут быть вертикальными или горизонтальными. Вертикальные теплообменники более просты в эксплуатации и занимают меньшую производственную площадь. Горизонтальные теплообменники изготавливаются обычно многоходовыми и работают при больших скоростях участвующих в теплообмене сред, для того чтобы свести к минимуму расслоение жидкостей вследствие разности их температур и плотностей, а также устранить образование застойных зон.

Если средняя разность температур труб и кожуха в теплообменниках с неподвижными, приваренными к корпусу трубными решетками, становится большей  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ , то трубы и кожух удлиняются неодинаково. Это вызывает значительные напряжения в трубных решетках, может нарушить плотность соединения труб с решетками, привести к разрушению сварных швов, недопустимому смешению обменивающихся теплом сред. Поэтому при разностях температур труб и кожуха, больших  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ , или при значительной длине труб применяют кожухотрубчатые теплообменники нежесткой конструкции, допускающей некоторое перемещение труб относительно кожуха аппарата. К ним относятся теплообменники: с линзовым компенсатором, плавающей головкой, U-образными трубками.

На рис. 4 представлен кожухотрубчатый теплообменник с линзовым компенсатором (гибким элементом), вваренным между двумя частями кожуха и подвергающимся упругой деформации. Такая конструкция отличается простотой, но применима при небольших избыточных давлениях в межтрубном пространстве, обычно не превышающих  $0,6\text{ МПа}$ .

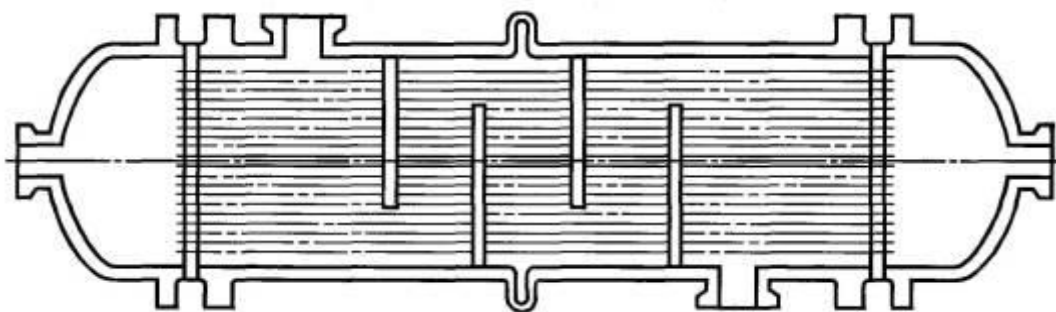


Рис. 3. Кожухотрубчатый теплообменник с линзовым компенсатором

При необходимости обеспечения больших перемещений труб и кожуха используют теплообменник с плавающей головкой (рис. 4).

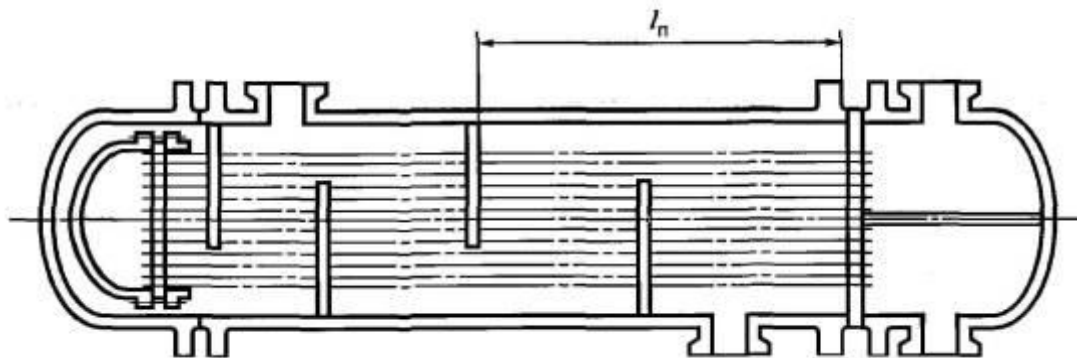


Рис. 4. Кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой

Одна из трубных решеток в нем является подвижной, что позволяет всему пучку труб свободно перемещаться независимо от корпуса аппарата. Однако компенсация температурных удлинений достигается в данном случае за счет усложнения и утяжеления конструкции теплообменника.

В кожухотрубчатом теплообменнике с U-образными трубами (рис. 5) сами трубы выполняют функцию компенсирующих устройств. При этом упрощается и облегчается конструкция аппарата, имеющего лишь одну неподвижную трубную решетку.

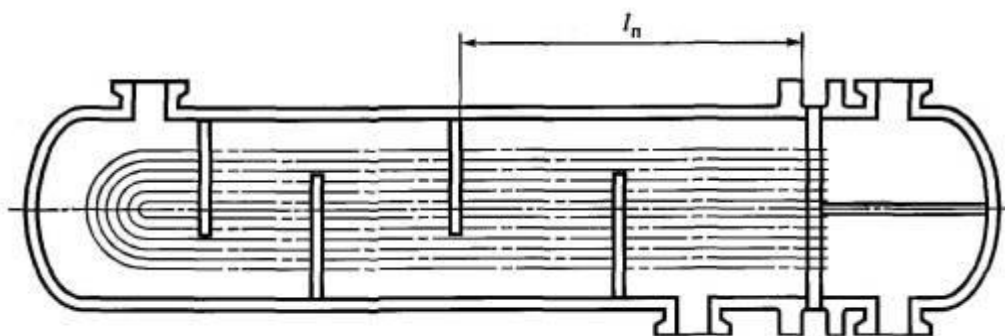


Рис. 5. Кожухотрубчатый теплообменник с U-образными трубами

С целью увеличения коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве теплообменные трубы делают с ребрами на наружной поверхности. Теплообменные трубки изготавливают также витыми, что увеличивает турбулентность потока.

Кожухотрубчатые теплообменники изготавливают с площадью теплообмена от 1 м<sup>2</sup> до 5000 м<sup>2</sup>, с диаметром кожуха от 159 мм до 3000 мм, длиной труб от 1 м до 9 м и диаметром теплообменных трубок 20×2 мм или 25×2 мм.

В табл. 1 представлены области применения кожухотрубчатых теплообменников. Основные преимущества кожухотрубчатых аппаратов: универсальность по назначению; простота конструкции; надежность; широкий диапазон давлений и температур рабочих сред.

Таблица 1. Теплообменные аппараты общепромышленного назначения

Название	Обозначение	Температура теплоносителя, °С	Область применения
Теплообменник	ТН, ТК, ТП, ТУ	-30...+350 -30...+450	Для нагрева и охлаждения
Охладитель	Х, ХН, ХК, ХП, ХУ	0...+300 0...+400 -20...+60	Для охлаждения жидких и газообразных сред пресной, морской водой или хладагентами
Конденсатор	КН, КК, КП, КУ	Конденсируемого 0...+300 0...+400 Охлаждающего -20...+60	Для конденсации и охлаждения парообразных сред
Испаритель	ИН, ИК, ИП, ИУ	-30...+350 -30...+450	Для нагрева и испарения различных жидких сред
Холодильник-конденсатор	КТ	0...+100 (конденсация хладагента)	Для сжижения хладагентов в аммиачных и углеводородных холодильных установках
Холодильник-испаритель	ИТ	-20...+50 -40...+40 +40...-60	Для охлаждения воды и растворов в аммиачных и углеводородных установках

Недостатком кожухотрубчатых теплообменников является низкий коэффициент унификации (отношение числа узлов и деталей, одинаковых для



всего размерного ряда, к общему числу узлов и деталей в аппарате), который составляет всего 0,13. Поэтому кожухотрубчатые теплообменники малотехнологичны в условиях производства широкого ряда типоразмеров.

К аппаратам с трубчатой поверхностью теплообмена относятся также теплообменники «труба в трубе». Теплообменники типа «труба в трубе» состоят из нескольких последовательно соединенных трубчатых элементов, образованных двумя концентрически расположенными трубами (рис. 6, а). Один теплоноситель движется по внутренним трубам 1, а другой – по кольцевому зазору между внутренними и наружными 2 трубами (рис. 6, б). Внутренние трубы (обычно диаметром 57 – 108 мм) соединяются калачами 3, а наружные трубы, имеющие диаметр 76 – 159 мм, – патрубками 4.

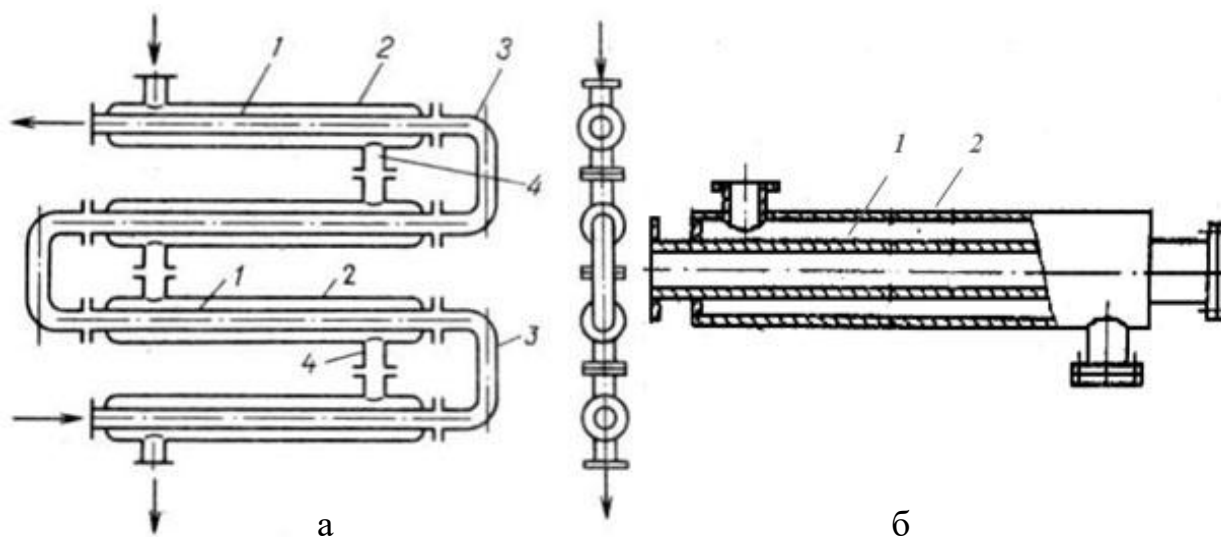


Рис. 6. Теплообменник "труба в трубе": а – секционный; б – одна секция; 1 – внутренние трубы; 2 – наружные трубы; 3 – калачи; 4 – соединительные патрубки

Благодаря небольшим поперечным сечениям трубного и межтрубного пространства в теплообменниках типа "труба в трубе" даже при небольших расходах достигаются довольно высокие скорости жидкости, равные обычно 1–1,5 м/с. Это позволяет получать более высокие коэффициенты теплопередачи и достигать более высоких тепловых нагрузок на единицу массы аппарата, чем в кожухотрубчатых теплообменниках. Кроме того, с увеличением скоростей теплоносителей уменьшается возможность отложения загрязнений на

поверхности теплообмена. Вместе с тем эти теплообменники более громоздки, чем кожухотрубчатые, и требуют большего расхода металла на единицу поверхности теплообмена, которая в аппаратах такого типа образуется только внутренними трубами. Техническая характеристика теплообменников типа «труба в трубе» жесткой конструкции приведена в табл. 2.

Таблица 2. Техническая характеристика теплообменников типа "труба в трубе"

Основные параметры	Разборный одно-, двухпоточный малогабаритный	Неразборный однопоточный малогабаритный	Разборный однопоточный	Неразборный однопоточный	Разборный многопоточный
Наружный диаметр теплообменных труб, мм	25; 38	48; 57	76; 89; 108	133; 159	38; 48; 57
Наружный диаметр кожуховых труб, мм	57; 76	89; 108	108; 133; 159	219	89; 108
Длина кожуховых труб, мм	1,5; 3,0; 6,0	4,5	4,5; 6,0; 9,0	6,0; 9,0; 12,0	3,0; 6,0; 9,0
Площадь поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	0,5÷5,0	0,1÷1,0	5,0÷18	1,5÷6,0	5,0÷93
Площадь проходных сечений, м <sup>2</sup> ·10 <sup>4</sup> : внутри труб, снаружи труб	0,25÷3,5 0,6÷10	0,25÷17,5 0,6÷6	5÷17 5÷19,5	4,5÷17 5÷19,5	3,5÷40 15÷100
Условное давление, МПа: внутри труб, снаружи труб	6,4; 10; 16 1,6; 4; 6,4	6,4; 10; 16 1,6; 4; 6,4; 10	1,6; 4 1,6; 4	1,6; 4; 6,4; 10; 16 1,6; 4; 6,4;10	1,6; 4 1,6; 4

Теплообменники «труба в трубе» используют в основном для охлаждения или нагрева в системе жидкость–жидкость, когда расходы теплоносителей невелики, и они не изменяют своего агрегатного состояния. Иногда такие аппараты применяют при высоком давлении для жидких и газообразных сред, например, в качестве конденсаторов в производстве метанола, аммиака и др.

# 1. РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ЖИДКОСТИ

**Задание на проектирование.** Рассчитать и подобрать нормализованный теплообменник для охлаждения 14 т/ч бензола от 70 до 30 °С. Охлаждающий агент – вода с начальной температурой 15°С. Конечная температура воды 25 °С.

## 1.1. Выбор конструкционного материала

При выборе конструкционного материала, из которого будет изготовлен проектируемый теплообменник, следует руководствоваться рекомендациями, приведенными в справочнике [1]. Так, для бензола выбираем сталь марки 08Х13 (старое название 0Х13), которая используется для изготовления деталей химической аппаратуры, работающей в слабоагрессивных средах при температурах от -40 до +540°С. Теплопроводность стали 08Х13  $\lambda_{ст}=28$  Вт/(м·К).

## 1.2. Технологический расчет

### 1.2.1. Определение средней движущей силы процесса теплопередачи

Так как температуры теплоносителей меняются вдоль поверхности нагрева, то предпочтительнее выбрать противоточную схему их движения.

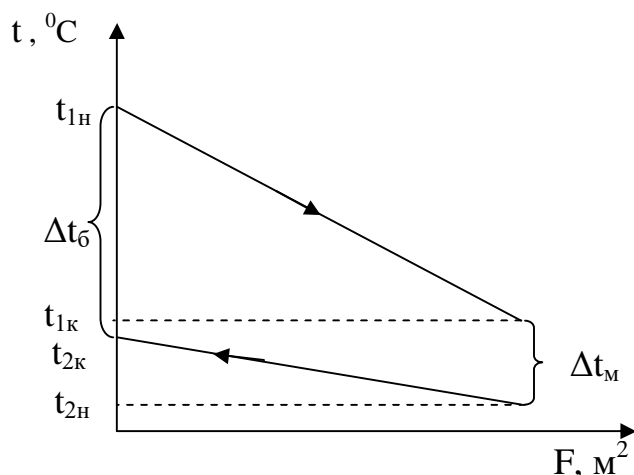


Рис. 1.1. Температурная схема процесса

На рис. 1.1 приняты следующие обозначения:  $t_{1Н}$ ,  $t_{1К}$  – начальная и конечная, соответственно, температуры бензола;  $t_{2Н}$ ,  $t_{2К}$  – начальная и конечная, соответственно, температуры воды;  $\Delta t_б$ ,  $\Delta t_м$  – большая и меньшая разности температур теплоносителей на концах теплообменника.

$$\Delta t_б = t_{1Н} - t_{2К} = 70 - 25 = 45^\circ\text{C}; \Delta t_м = t_{1К} - t_{2Н} = 30 - 15 = 15^\circ\text{C}.$$

Так как  $\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}} = 3 > 2$ , среднее значение разности температур теплоносителей рассчитываем как среднюю логарифмическую величину:

$$\Delta t_{\text{ср.лог}} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln(\Delta t_{\delta} / \Delta t_{\text{м}})} = (45 - 15) / \ln(45/15) = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

### **1.2.2. Составление теплового баланса, нахождение тепловой нагрузки аппарата и расхода воды**

Принимая допущение об адиабатическом процессе теплообмена, запишем уравнение теплового баланса:

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

где  $G_1, G_2$  – массовые расходы бензола и воды, соответственно;  $c_1, c_2$  – удельные теплоемкости бензола и воды;  $Q$  – тепловая нагрузка аппарата.

Рассчитаем тепловую нагрузку по левой части теплового баланса, т.к. расход, начальная и конечная температуры бензола нам известны. Для этого переведем массовый расход бензола в «СИ»:  $G_1 = 14000 / 3600 = 3,89$  кг/с.

Значение удельной теплоемкости бензола определяем при его средней температуре (ориентировочно  $t_{1\text{ср}} = (70 + 30) / 2 = 50^{\circ}\text{C}$ ). При  $50^{\circ}\text{C}$  удельная теплоемкость бензола  $c_1 = 1800$  Дж/(кг·К) [2].

Тепловая нагрузка аппарата:

$$Q = 3,89 \cdot 1800 (70 - 30) = 280080 \text{ Вт}.$$

Расход охлаждающей воды находим из уравнения теплового баланса:

$$G_2 = Q / [c_2 (t_{2\text{к}} - t_{2\text{н}})] = 280080 / [4190 (25 - 15)] = 6,68 \text{ кг/с}.$$

При  $20^{\circ}\text{C}$  удельная теплоемкость воды  $c_2 = 4190$  Дж/(кг·К).

### **1.2.3. Ориентировочный выбор теплообменника**

Поток охлаждающей воды целесообразно направить в межтрубное пространство теплообменника, а поток бензола – в трубы. Направляя поток холодного теплоносителя в межтрубное пространство, мы уменьшаем потери тепла в окружающую среду.

Задаваясь ориентировочным значением критерия Рейнольдса в трубном пространстве  $Re_{1\text{ор}} = 10000$ , найдем число труб, приходящееся на один ход:

а) для труб диаметром  $d_{\text{н}} = 20 \times 2$  мм

$$\frac{n}{z} = \frac{4G_1}{\pi d_{\text{вн}} \text{Re}_{1\text{оп}} \mu_1} = \frac{4 \cdot 3,89}{\pi \cdot 0,016 \cdot 10000 \cdot 4,36 \cdot 10^{-4}} = 71;$$

б) для труб диаметром  $d_{\text{н}} = 25 \times 2$  мм

$$\frac{n}{z} = \frac{4G_1}{\pi d_{\text{вн}} \text{Re}_{1\text{оп}} \mu_1} = \frac{4 \cdot 3,89}{\pi \cdot 0,021 \cdot 10000 \cdot 4,36 \cdot 10^{-4}} = 54,$$

где  $\mu_1$  – динамический коэффициент вязкости бензола ( $\mu_1 = 4,36 \cdot 10^{-4}$  при  $50^\circ\text{C}$  [2]).

Далее, задаваясь ориентировочным значением коэффициента теплопередачи от бензола к воде  $K_{\text{оп}} = 500$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), находим ориентировочную площадь поверхности теплообмена:

$$F_{\text{оп}} = \frac{Q}{K_{\text{оп}} \cdot \Delta t_{\text{ср.лог}}} = \frac{280080}{500 \cdot 27} = 20,7 \text{ м}^2.$$

По табл.3 приложения выбираем теплообменники с близкими к ориентировочным значениями поверхности теплообмена и числа труб на ход:

- 1)  $D = 400$  мм;  $d_{\text{н}} = 25 \times 2$  мм;  $n/z = 100/2 = 50$ ;
- 2)  $D = 400$  мм;  $d_{\text{н}} = 20 \times 2$  мм;  $n/z = 166/2 = 83$ .

#### ***1.2.4. Уточнение средней движущей силы (для многоходовых теплообменников)***

Поскольку выбранные теплообменники являются многоходовыми, то для вычисления средней движущей силы необходимо учитывать поправку на смешанный ток  $\varepsilon_{\Delta t}$ :  $\Delta t_{\text{ср}} = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t_{\text{ср.лог}}$ . Поправочный коэффициент находят, как правило, по номограммам [2, стр.560].

В многоходовых теплообменниках с простым смешанным током (один ход в межтрубном пространстве и четное число ходов в трубном) среднюю разность температур можно рассчитать по формуле:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{A}{\ln \frac{\Delta t_{\text{г}} + \Delta t_{\text{м}} + A}{\Delta t_{\text{г}} + \Delta t_{\text{м}} - A}}, \text{ где } A = \sqrt{(t_{1\text{н}} - t_{1\text{к}})^2 + (t_{2\text{к}} - t_{2\text{н}})^2}.$$

Применяя эту формулу, рассчитываем уточненное значение средней разности температур теплоносителей:

$$A = \sqrt{(70 - 30)^2 + (25 - 15)^2} = \sqrt{1700} = 41,2; \Delta t_{cp} = \frac{41,2}{\ln \frac{45 + 15 + 41,2}{45 + 15 - 41,2}} = 24,5^\circ\text{C}.$$

### 1.2.5. Определение теплофизических свойств теплоносителей при их средних температурах

Определяем средние температуры теплоносителей. Для теплоносителя, у которого температура меняется на меньшее число градусов, средняя температура находится как средняя арифметическая.

В нашем случае  $(t_{1н} - t_{1к}) > (t_{2к} - t_{2н})$ , поэтому средняя температура воды:

$$t_{2cp} = (t_{2н} + t_{2к})/2 = (15 + 25)/2 = 20^\circ\text{C}.$$

Температура бензола изменяется на большее число градусов и находится как сумма средней температуры воды и средней движущей силы:

$$t_{1cp} = t_{2cp} + \Delta t_{cp} = 20 + 24,5 = 44,5^\circ\text{C} \approx 45^\circ\text{C}.$$

Необходимые для расчета теплофизические свойства бензола и воды сведем в табл. 1.1.

Таблица 1.1. Теплофизические свойства теплоносителей

Параметр	Бензол при 45°C	Вода при 20°C
Теплоемкость $c$ , Дж/(кг·К)	1800	4190
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	853	998
Динамический коэффициент вязкости, Па·с	$4,64 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)	0,142	0,599
Критерий Прандтля	5,88	7,02

### 1.2.6. Уточненный расчет поверхности теплопередачи

Для выбранных теплообменников рассчитываем требуемое значение поверхности теплопередачи.

#### Вариант 1.

а) воспользовавшись уравнением расхода  $G = \rho WS$ , определяем среднюю скорость движения теплоносителей:

$$W_1 = G_1 / (S_1 \cdot \rho_1) = 3,89 / (0,017 \cdot 853) = 0,268 \text{ м/с},$$

где  $S_1$  – площадь живого сечения потока бензола,

$$S_1 = 0,785 \cdot n / z \cdot d_{вн}^2 = 0,785 \cdot 100 / 2 \cdot 0,021^2 = 0,017 \text{ м}^2.$$

$$W_2 = G_2 / (S_2 \cdot \rho_2) = 6,68 / (0,025 \cdot 997) = 0,268 \text{ м/с,}$$

где  $S_2$  – площадь живого сечения потока воды (между перегородками),  $S_2 = 0,025 \text{ м}^2$  (см. табл.3 приложения);

б) определяем критерий Рейнольдса:

$$Re_1 = W_1 \cdot \rho_1 \cdot d_{\text{экв1}} / \mu_1 = 0,268 \cdot 853 \cdot 0,021 / (4,64 \cdot 10^{-4}) = 10170.$$

$$d_{\text{экв1}} = d_{\text{вн}}.$$

$$Re_2 = W_2 \cdot \rho_2 \cdot d_{\text{экв2}} / \mu_2 = 0,268 \cdot 997 \cdot 0,025 / (1 \cdot 10^{-3}) = 6680.$$

Если в межтрубном пространстве установлены перегородки, то  $d_{\text{экв2}} = d_{\text{н}}$ ;

в) определяем критерий Нуссельта.

Бензол движется в трубах в турбулентном режиме ( $Re > 10000$ ). Для расчета критерия Нуссельта в этом случае применимо критериальное уравнение вида:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}.$$

Принимая в первом приближении отношение  $(Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25} = 1$ , находим значение критерия Нуссельта для бензола:

$$Nu_1 = 0,023 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,4} = 0,023 \cdot 10170^{0,8} \cdot 5,88^{0,4} = 75.$$

Вода движется в межтрубном пространстве с сегментными перегородками в переходном режиме. В этом случае (при  $Re > 1000$ ) применимо критериальное уравнение вида:

$$Nu = 0,24 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} \cdot (Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25}.$$

Принимая в первом приближении отношение  $(Pr/Pr_{\text{ст}})^{0,25} = 1$ , находим значение критерия Нуссельта для воды:

$$Nu_2 = 0,24 \cdot Re_2^{0,6} \cdot Pr_2^{0,36} = 0,24 \cdot (6680)^{0,6} \cdot (7,02)^{0,36} = 95,4;$$

г) находим коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_1 = Nu_1 \lambda_1 / d_{\text{вн}} = 75 \cdot 0,142 / 0,021 = 507 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$$\alpha_2 = Nu_2 \lambda_2 / d_{\text{н}} = 95,4 \cdot 0,599 / 0,025 = 2287 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

д) находим тепловое сопротивление стенки:

$$\sum \left( \frac{\delta}{\lambda} \right) = \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + r_1 + r_2,$$

где  $\delta_{\text{ст}} = 0,002 \text{ м}$  – толщина стенки теплообменной трубки;

$\lambda_{ст} = 28 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$  – теплопроводность стали 08Х13 [1];

$r_1 = 1/5800 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$  – тепловое сопротивление загрязнений стенок со стороны бензола по табл.2 приложения;

$r_2 = 1/3000 \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт}$  – тепловое сопротивление загрязнений стенок со стороны воды по табл.2 приложения;

$$\Sigma(\delta/\lambda) = 0,002/28 + 1/5800 + 1/3000 = 5,77 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2\cdot\text{К/Вт};$$

е) рассчитываем коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \Sigma\left(\frac{\delta}{\lambda}\right) + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{507} + 5,77 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{2287}} = 335 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К});$$

ж) определяем температуры стенок труб со стороны обоих теплоносителей:

$$t_{ст1} = t_{сп1} - \frac{K\Delta t_{сп}}{\alpha_1} = 44,5 - \frac{335 \cdot 24,5}{507} = 28,3 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{ст2} = t_{сп2} + \frac{K\Delta t_{сп}}{\alpha_2} = 20 + \frac{335 \cdot 24,5}{2287} = 23,6 \text{ }^\circ\text{C};$$

з) находим значения критерия Прандтля при температуре стенки и уточняем коэффициенты теплоотдачи:

$Pr_{ст1}=6,83$  – значение критерия Прандтля для бензола при  $28^\circ\text{C}$ ;  $Pr_{ст2}=6,2$  – значение критерия Прандтля для воды при  $24^\circ\text{C}$  [2].

$$\alpha_1^* = \alpha_1 \left( \frac{Pr_1}{Pr_{ст1}} \right)^{0,25} = 507 \left( \frac{5,88}{6,83} \right)^{0,25} = 488 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}),$$

$$\alpha_2^* = \alpha_2 \left( \frac{Pr_2}{Pr_{ст2}} \right)^{0,25} = 2287 \left( \frac{7,02}{6,2} \right)^{0,25} = 2359 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К});$$

и) уточняем коэффициент теплопередачи:

$$K^* = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^*} + \Sigma\left(\frac{\delta}{\lambda}\right) + \frac{1}{\alpha_2^*}} = \frac{1}{\frac{1}{488} + 5,77 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{2359}} = 328 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К});$$

к) проверяем температуры стенок:

$$t_{ст1}^* = t_{сп1} - \frac{K^* \Delta t_{сп}}{\alpha_1^*} = 44,5 - \frac{328 \cdot 24,5}{488} = 28,0 \text{ }^\circ\text{C},$$



$$t_{ст2}^* = t_{ср2} + \frac{K \cdot \Delta t_{ср}}{\alpha_2} = 20 + \frac{328 \cdot 24,5}{2359} = 23,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Расхождения с предыдущими значениями составляют:

$$\delta_1 = (28,3 - 28,0) \cdot 100 / 28,0 = 1 \%, \quad \delta_2 = (23,6 - 23,4) \cdot 100 / 23,4 = 0,85 \%$$

Так как отклонения температур стенок не превышают 5%, то дальнейших уточнений коэффициента теплопередачи не требуется;

л) рассчитываем площадь поверхности теплообмена:

$$F = Q / (K \cdot \Delta t_{ср}) = 280080 / (328 \cdot 24,5) = 34,9 \text{ м}^2.$$

## Вариант 2.

а) средние скорости потоков теплоносителей:

$$W_1 = G_1 / (S_1 \cdot \rho_1) = 3,89 / (0,017 \cdot 853) = 0,268 \text{ м/с},$$

$$S_1 = 0,785 \cdot n / z \cdot d_{вн}^2 = 0,785 \cdot 166 / 2 \cdot 0,016^2 = 0,017 \text{ м}^2.$$

$$W_2 = G_2 / (S_2 \cdot \rho_2) = 6,68 / (0,03 \cdot 997) = 0,223 \text{ м/с},$$

$$S_2 = 0,03 \text{ м}^2 \text{ (см. табл.3 приложения);}$$

б) определяем критерий Рейнольдса:

$$Re_1 = W_1 \cdot \rho_1 \cdot d_{эКВ1} / \mu_1 = 0,268 \cdot 853 \cdot 0,016 / (4,64 \cdot 10^{-4}) = 7883,$$

$$Re_2 = W_2 \cdot \rho_2 \cdot d_{эКВ2} / \mu_2 = 0,223 \cdot 997 \cdot 0,02 / (1 \cdot 10^{-3}) = 4447;$$

в) определяем критерий Нуссельта.

Бензол движется в трубах в переходном режиме ( $2320 < Re < 10000$ ). Для расчета критерия Нуссельта в этом случае применимо критериальное уравнение вида:

$$Nu = C \cdot Pr^{0,43} \cdot (Pr / Pr_{ст})^{0,25}.$$

Значение коэффициента C определяется по графику [2] стр.154.

Принимаем в первом приближении отношение  $(Pr / Pr_{ст})^{0,25} = 1$ :

$$Nu_1 = 27 \cdot Pr_1^{0,43} = 27 \cdot 5,88^{0,43} = 58.$$

$$Nu_2 = 0,24 \cdot Re_2^{0,6} \cdot Pr_2^{0,36} = 0,24 \cdot (4447)^{0,6} \cdot (7,02)^{0,36} = 75;$$

г) находим коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_1 = Nu_1 \lambda_1 / d_{вн} = 58 \cdot 0,142 / 0,016 = 515 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$$\alpha_2 = Nu_2 \lambda_2 / d_{н} = 75 \cdot 0,599 / 0,020 = 2246 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

д) находим тепловое сопротивление стенки:

$$\Sigma(\delta/\lambda) = 0,002/28 + 1/5800 + 1/3000 = 5,77 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт};$$

е) рассчитываем коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \left( \frac{\delta}{\lambda} \right) + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{515 + 5,77 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{2246}} = 337 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

ж) определяем температуры стенок труб со стороны обоих теплоносителей:

$$t_{\text{ст1}} = t_{\text{сп1}} - \frac{K \Delta t_{\text{сп}}}{\alpha_1} = 44,5 - \frac{337 \cdot 24,5}{515} = 28,5 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{\text{ст2}} = t_{\text{сп2}} + \frac{K \Delta t_{\text{сп}}}{\alpha_2} = 20 + \frac{337 \cdot 24,5}{2246} = 23,8 \text{ }^\circ\text{C};$$

з) находим значения критерия Прандтля при температуре стенки и уточняем коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_1^* = \alpha_1 \left( \frac{Pr_1}{Pr_{\text{ст1}}} \right)^{0,25} = 515 \left( \frac{5,88}{6,8} \right)^{0,25} = 497 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$\alpha_2^* = \alpha_2 \left( \frac{Pr_2}{Pr_{\text{ст2}}} \right)^{0,25} = 2246 \left( \frac{7,02}{6,2} \right)^{0,25} = 2317 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

и) уточняем коэффициент теплопередачи:

$$K^* = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1^*} + \sum \left( \frac{\delta}{\lambda} \right) + \frac{1}{\alpha_2^*}} = \frac{1}{\frac{1}{497} + 5,77 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{2317}} = 331 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

к) проверяем температуры стенок:

$$t_{\text{ст1}}^* = t_{\text{сп1}} - \frac{K^* \Delta t_{\text{сп}}}{\alpha_1^*} = 44,5 - \frac{331 \cdot 24,5}{497} = 28,1 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{\text{ст2}}^* = t_{\text{сп2}} + \frac{K^* \Delta t_{\text{сп}}}{\alpha_2^*} = 20 + \frac{331 \cdot 24,5}{2317} = 23,6 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Расхождения с предыдущими значениями составляют:

$$\delta_1 = (28,5 - 28,1) \cdot 100 / 28,1 = 1,1 \text{ } \%, \quad \delta_2 = (23,8 - 23,6) \cdot 100 / 23,6 = 0,85 \text{ } \%.$$

Так как отклонения температур стенок не превышают 5%, то дальнейших уточнений коэффициента теплопередачи не требуется;

л) рассчитываем площадь поверхности теплообмена:

$$F = Q/(K \cdot \Delta t_{cp}) = 280080 / (331 \cdot 24,5) = 34,5 \text{ м}^2.$$

### **1.2.7. Выбор теплообменника**

Ориентируясь на полученное значение поверхности теплопередачи, по табл.3 приложения выбираем ближайший теплообменник с поверхностью большей, чем расчетная. Для первого варианта выбираем теплообменник с длиной труб 6 м и поверхностью 47 м<sup>2</sup>. При этом запас составит:  $\Delta = (47 - 34,9) \cdot 100 / 34,9 = 34,7 \%$ . Масса теплообменника 1600 кг (табл. 2.8 [3, стр.56]).

Для второго варианта выбираем теплообменник с длиной труб 4 м и поверхностью 42 м<sup>2</sup>. При этом запас составит:  $\Delta = (42 - 34,5) \cdot 100 / 34,5 = 21,7 \%$ . Масса теплообменника 1370 кг (табл. 2.8 [3, стр.56]).

Из двух предложенных вариантов целесообразно сделать окончательный выбор на аппарате с меньшими габаритами (вариант 2). Кроме того, при меньших габаритах значение коэффициента теплопередачи у него больше.

## **1.3. Гидравлический расчет**

Задачей гидравлического расчета является определение гидравлического сопротивления аппарата и выбор насосов для подачи теплоносителей.

### **1.3.1. Гидравлическое сопротивление трубного пространства**

Скорость бензола в трубах

$$w_{тр} = 4G_{1z} / (\pi d_{вн}^2 \rho_{тр}) = 4 \cdot 3,89 \cdot 2 / (3,14 \cdot 0,016^2 \cdot 166 \cdot 853) = 0,268 \text{ м/с.}$$

Коэффициент трения:

$$\lambda = 0,25 \left\{ \lg \left[ \frac{e}{3,7} + \left( \frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right] \right\}^{-2},$$

где  $e = \Delta / d_{вн} = 0,2 \cdot 10^{-3} / 0,025 = 0,008$  – относительная шероховатость,

$\Delta = 0,2$  мм – абсолютная шероховатость.

$$\lambda = 0,25 \{ \lg [(0,008/3,7) + (6,81/7883)^{0,9}] \}^{-2} = 0,043.$$

Для определения скорости бензола в штуцерах необходимо знать их диаметр. Диаметр штуцеров находим из уравнения расхода:

$$d_{шт} = \sqrt{G / (0,785 \cdot \rho \cdot w_{шт.оп})},$$

где  $w_{шт.оп}$  – ориентировочное значение скорости движения теплоносителя в штуцере. Для жидкостей  $w_{шт.оп} = 1-2$  м/с (табл.12 приложения).

$$d_{шт1} = \sqrt{G_1 / (0,785 \rho_1 \cdot w_{шт.оп})} = \sqrt{3,89 / (0,785 \cdot 853 \cdot 2)} = 0,054 \text{ м.}$$

Полученное значение  $d_{шт1}$  округляем до стандартного:  $d_{шт1} = 0,05$  м. Стандартное значение следует использовать для расчета скорости бензола в штуцерах.

Скорость бензола в штуцерах:

$$w_{шт} = G_1 / (\pi d_{шт1}^2 \rho_1) = 3,89 / (3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 853) = 0,58 \text{ м/с.}$$

Гидравлическое сопротивление трубного пространства:

$$\begin{aligned} \Delta p_{тр} &= \lambda \frac{Lz}{d_{вн}} \cdot \frac{w_{тр}^2 \rho_1}{2} + [2,5(z-1) + 2z] \frac{w_{тр}^2 \rho_1}{2} + 3 \frac{w_{шт}^2 \rho_1}{2} = \\ &= 0,043 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 0,268^2 \cdot 853 / (0,016 \cdot 2) + [2,5(2-1) + 2 \cdot 2] 0,268^2 \cdot 853 / 2 + 3 \cdot 0,58^2 \cdot 853 / 2 = \\ &= 1288 \text{ Па.} \end{aligned}$$

### 1.3.2. Подбор насоса для подачи бензола

Объемный расход бензола:

$$Q_1 = G_1 / \rho_1 = 3,89 / 853 = 0,0046 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Требуемый напор:

$$H = H_r + \frac{(P_2 - P_1)}{\rho g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + h_{шт} + h_{штр}.$$

Потери напора в трубном пространстве теплообменника:

$$h_{шт} = \Delta p_{тр} / (\rho g) = 2849 / (853 \cdot 9,81) = 0,154 \text{ м.}$$

Примем потери напора в подводящем трубопроводе  $h_{штр} = 2$  м.

Геометрическая высота подъема  $H_r$  жидкости зависит от места установки теплообменника. Примем  $H_r = 3$  м.

Примем, что бензол перекачивается в теплообменник из открытой емкости, т.е.  $P_1 = 1$  атм, тогда пьезометрический напор  $\frac{(P_2 - P_1)}{\rho g} = 0$ . Примем

диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов одинаковыми, тогда

$$w_2=w_1 \text{ и скоростной напор } \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} = 0.$$

Таким образом, получим:  $H=3+0,154+2=5,15$  м.

По объемному расходу и напору выбираем центробежный насос X20/18, который имеет следующие характеристики:  $Q = 0,0055$  м<sup>3</sup>/с и  $H = 10,5$  м (табл.13 приложения).

### **1.3.3. Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства**

Скорость воды в межтрубном пространстве:

$$w_{\text{мтр}} = G_2 / (S_{\text{мтр}} \rho_2) = 6,68 / (0,03 \cdot 998) = 0,223 \text{ м/с.}$$

Скорость воды в штуцерах:

$$w_{\text{мтр.шт}} = G_2 / (\pi \cdot d_{\text{шт}}^2 \rho_2) = 6,68 / (3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 998) = 0,923 \text{ м/с.}$$

Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства:

$$\Delta P_{\text{мтр}} = \frac{3m(x+1)\rho_{\text{мтр}} w_{\text{мтр}}^2}{2 \text{Re}_{\text{мтр}}^{0,2}} + 1,5x \frac{\rho_{\text{мтр}} w_{\text{мтр}}^2}{2} + 3 \frac{\rho_{\text{мтр}} w_{\text{мтр.шт}}^2}{2},$$

где  $x$  – число сегментных перегородок, определяется по табл.8 приложения;  $m$  – число рядов труб, омываемых теплоносителем в межтрубном пространстве, приближенно можно вычислить по формуле:  $m = \sqrt{n / 3}$ .

Для теплообменника с диаметром кожуха  $D=400$ мм и длиной труб 4 м  $x=14$ .

$$m = \sqrt{100 / 3} = 5,77.$$

Округляя в меньшую сторону, принимаем  $m=5$ .

$$\Delta P_{\text{мтр}} = 3 \cdot 5 \cdot (14+1) 998 \cdot 0,223^2 / (2 \cdot 4447^{0,2}) + 1,5 \cdot 14 \cdot 998 \cdot 0,223^2 / 2 + 3 \cdot 998 \cdot 0,923^2 / 2 = 2837 \text{ Па.}$$

### **1.3.4. Подбор насоса для подачи воды**

Объемный расход воды:

$$Q_2 = G_2 / \rho_2 = 6,68 / 998 = 0,0067 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Потери напора в межтрубном пространстве теплообменника:

$$h_{\text{шт}} = \Delta P_{\text{мтр}} / \rho g = 2837 / (998 \cdot 9,8) = 0,29 \text{ м.}$$

Требуемый напор:  $H=3+0,29+2=5,29$  м.

По объемному расходу и напору выбираем центробежный насос X45/21, который имеет следующие характеристики:  $Q = 1,25 \cdot 10^{-2}$  м<sup>3</sup>/с и  $H = 13,5$  м (табл.13 приложения).

#### 1.4. Расчет тепловой изоляции

Для эксплуатации в промышленности поверхность теплообменника, как правило, покрывается слоем теплоизоляционного материала. Тепловая изоляция используется для уменьшения потерь тепла в окружающую среду, уменьшения тепловыделения в атмосферу производственных помещений, а также для соблюдения техники безопасности при обслуживании аппарата персоналом. Для исключения возможности ожога допустимая температура наружной поверхности тепловой изоляции не должна превышать  $t_{ст.в} = 40-50$  °С. Расчет тепловой изоляции сводится к определению толщины слоя теплоизоляционного материала, обеспечивающего требуемую температуру наружной поверхности.

Принимаем температуру наружной поверхности изоляции  $t_{ст.в}=40$  °С, температуру окружающего воздуха  $t_в = 18$  °С, тогда толщина слоя изоляции:

$$\delta_{из} = \frac{\lambda_{из}(t_{ин} - t_{ст.в})}{\alpha_в(t_{ст.в} - t_в)},$$

где  $\lambda_{из}$  – коэффициент теплопроводности теплоизоляционного материала,  $\alpha_в$  – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции к окружающему воздуху.

В качестве теплоизоляционного материала примем стеклянную вату. Коэффициент её теплопроводности  $\lambda_{из} = 0,052$  Вт/(м·К) определяем по табл.11 приложения. При свободной конвекции коэффициент теплоотдачи определяется по приближенной формуле:

$$\alpha_в = 8,4+0,06\Delta t_в = 8,4+0,06 \cdot 22 = 9,72 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К},$$

где  $\Delta t_в = t_{ст.в} - t_в = 40 - 18 = 22$  °С.

$$\delta_{из} = 0,052(70 - 40)/[9,72(40 - 18)] = 0,007 \text{ м}.$$

Таким образом, требуемая толщина слоя изоляции составляет 7 мм.

## **2. РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ДЛЯ НАГРЕВА ЖИДКОСТИ НАСЫЩЕННЫМ ПАРОМ**

**Задание на проектирование.** Рассчитать и подобрать нормализованный теплообменник для нагрева 50 т/час анилина от 30 °С до 110 °С. Греющий агент – насыщенный водяной пар с давлением 0,3 МПа.

### **2.1. Выбор конструкционного материала**

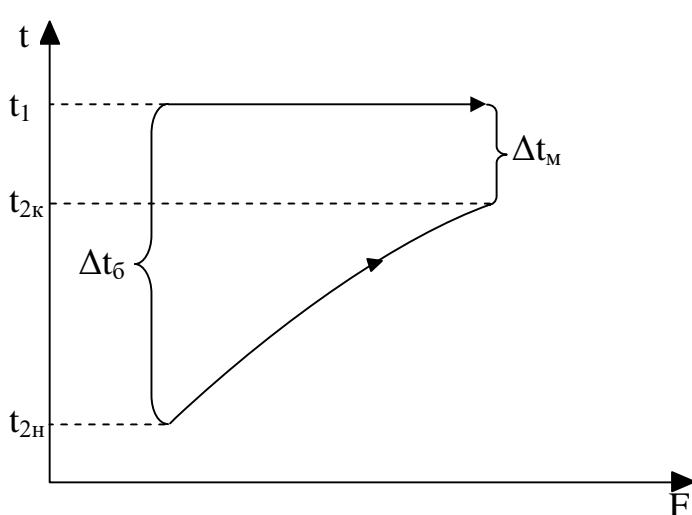
По справочнику [1] для анилина выбираем сталь марки 12Х18Н10Т с теплопроводностью  $\lambda_{ст} = 16,3 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$  (при  $t = 100^\circ\text{C}$ ), которая используется для изготовления деталей химической аппаратуры, работающей в агрессивных средах при повышенных температурах.

### **2.2. Технологический расчет**

#### ***2.2.1. Определение средней движущей силы процесса теплопередачи***

По справочным данным [2, 5] по давлению  $P = 3 \cdot 10^5 \text{ Па}$  находим температуру насыщенного водяного пара  $t_1 = 133,6^\circ\text{C}$ . Если отсутствуют таблицы зависимости температур кипения от давления (например, в случае расчета конденсатора органических жидкостей), температуру кипения можно приблизительно найти по таблицам зависимости давления насыщенных паров от температуры. Так, давление насыщенных паров воды при  $130^\circ\text{C}$  равно  $2,70 \cdot 10^5 \text{ Па}$ , а при  $140^\circ\text{C}$  равно  $3,31 \cdot 10^5 \text{ Па}$ . Методом интерполяции находим ту же температуру кипения  $t_1 = 133,6^\circ\text{C}$ .

Температура конденсирующегося пара по всей поверхности нагрева и во времени остается постоянной, поэтому взаимное направление движения теплоносителей не окажет влияния на работу теплообменника. Схема изменения температуры теплоносителей вдоль поверхности теплообмена:



Температурная		схема
теплоносителей:		
133,6°C	→	133,6°C
30°C	→	110°C
<hr style="width: 50%; margin: 0 auto;"/>		<hr style="width: 50%; margin: 0 auto;"/>
$\Delta t_6 = 103,6^\circ\text{C}$		$\Delta t_m = 23,6^\circ\text{C}$ ,
где $\Delta t_m$ и $\Delta t_6$ – движущие силы процесса теплопередачи на входе и выходе из теплообменника.		

Рис. 2.1. Температурная схема процесса

Так как соотношение  $\Delta t_6 / \Delta t_m = 103,6 / 23,6 = 4,39 > 2$ , среднюю разность температур теплоносителей рассчитываем как среднюю логарифмическую  $\Delta t_{cp} = (\Delta t_6 - \Delta t_m) / \ln(\Delta t_6 / \Delta t_m) = (103,6 - 23,6) / \ln(103,6 / 23,6) = 54,08^\circ\text{C}$ .

Среднюю температуру анилина можно определить по формуле

$$t_2 = t_1 - \Delta t_{cp} = 133,6 - 54,08 = 79,52^\circ\text{C}.$$

### 2.2.2. Определение свойств теплоносителей

По справочной литературе [2, 5] определяются параметры теплоносителей. Свойства пара при давлении  $P_{г.п.} = 3 \cdot 10^5$  Па: температура кипения  $t_1 = 133,6^\circ\text{C}$ , удельная теплота парообразования  $r_1 = 2,163 \cdot 10^6$  Дж/кг. Теплофизические свойства конденсата ( $\rho_k, \lambda_k, \mu_k$ ) определяются при средней температуре пленки конденсата  $t_k = (t_1 + t_{ст1})$ . В связи с тем, что температуру стенки со стороны пара  $t_{ст}$  мы пока не определили, найдем параметры конденсата при температуре пара  $t_k = t_1 = 133,6^\circ\text{C} \approx 130^\circ\text{C}$ .

Таблица 2.1. Теплофизические свойства теплоносителей

Параметр	Конденсат	Анилин
Температура $t, ^\circ\text{C}$	130	80
Плотность $\rho, \text{кг/м}^3$	934,8	969
Теплоемкость $c_p, \text{Дж/(кг}\cdot\text{K)}$	–	2175
Динамический коэффициент вязкости $\mu, \text{Па}\cdot\text{с}$	0,6862	0,171
Коэффициент теплопроводности $\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	$2,178 \cdot 10^{-4}$	$1,1 \cdot 10^{-3}$
Критерий Прандтля $Pr$	–	13,99



Прочерком обозначены параметры, которые не используются в дальнейших расчетах. Критерий Прандтля может быть найден как по справочным данным, так и по формуле

$$Pr_2 = c_{p2} \mu_2 / \lambda_2 = 2175 \cdot 1,1 \cdot 10^{-3} / 0,171 = 13,99.$$

### **2.2.3. Составление теплового баланса, нахождение тепловой нагрузки аппарата и расхода водяного пара**

Запишем уравнение теплового баланса:

$$Q = G_1 r_1 = G_2 c_{p2} (t_{2к} - t_{2н}) + Q \cdot m,$$

где  $G_1$ ,  $G_2$  – массовые расходы пара и анилина, соответственно;  $Q$  – тепловая нагрузка аппарата, а  $m$  – доля тепловой нагрузки аппарата, приходящаяся на тепловые потери в окружающую среду. Допустимые потери тепла составляют для неизолированных аппаратов  $m = 10 \div 15 \%$  и для изолированных  $m = 1 \div 3 \%$ . Примем, что потери в окружающую среду составляют  $m = 1 \%$ .

По правой части уравнения теплового баланса рассчитываем тепловую нагрузку аппарата, так как расход, начальная и конечная температуры анилина нам известны. Для этого переведем массовый расход анилина в «кг/с»:

$$G_2 = 50 \text{ т/ч} = 50 \cdot 1000 \text{ кг} / 3600 \text{ с} = 13,89 \text{ кг/с}.$$

Тепловая нагрузка аппарата со стороны анилина составит

$$Q' = G_2 c_{p2} (t_{2к} - t_{2н}) = 13,89 \cdot 2175 (110 - 30) = 2,417 \cdot 10^6 \text{ Вт},$$

а общая

$$Q = Q' / (1 - m) = 2,417 \cdot 10^6 / (1 - 0,01) = 2,441 \cdot 10^6 \text{ Вт}.$$

Расход греющего пара находим из левой части уравнения теплового баланса

$$G_1 = Q / r_1 = 2,441 \cdot 10^6 / 2,163 \cdot 10^6 = 1,117 \text{ кг/с}.$$

### **2.2.4. Ориентировочный выбор теплообменника**

Анилин направляем по трубам, а пар в межтрубное пространство, поскольку внутри труб удаление конденсата затруднено, и коэффициент теплоотдачи от пара будет небольшим.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к жидкости ( $\alpha_2$ ) меньше, чем от конденсирующегося пара к стенке ( $\alpha_1$ ). Для интенсификации теплопередачи

необходимо увеличить  $\alpha_2$  за счёт повышения скорости теплоносителя до значения, обеспечивающего развитую турбулентность потока ( $Re > 10^4$ ).  
Задаемся нижней границей значений критерия Рейнольдса для анилина  $Re_{2op} = 10^4$ .

Найдем максимальное число труб, приходящихся на один ход, необходимое для поддержания турбулентного режима движения теплоносителя в трубах:

а) для труб диаметром  $d_H = 20 \times 2$  мм

$$d_{вн} = 0,02 - 0,002 \cdot 2 = 0,016 \text{ м}$$

$$n/z = 4 \cdot G_2 / (\pi \cdot d_{вн} \cdot Re_{2op} \cdot \mu_2) = 4 \cdot 13,89 / (3,14 \cdot 0,016 \cdot 10000 \cdot 1,1 \cdot 10^{-3}) = 100,5.$$

б) для труб диаметром  $d_H = 25 \times 2$  мм

$$d_{вн} = 0,025 - 0,002 \cdot 2 = 0,021 \text{ м}$$

$$n/z = 4 \cdot G_2 / (\pi \cdot d_{вн} \cdot Re_{2op} \cdot \mu_2) = 4 \cdot 13,89 / (3,14 \cdot 0,021 \cdot 10000 \cdot 1,1 \cdot 10^{-3}) = 76,6.$$

Далее, задаваясь ориентировочным значением коэффициента теплопередачи от водяного пара к анилину  $K = 450 \div 1200$  (табл.1 приложения), находим ориентировочную площадь поверхности теплообмена

$$F_{min} = Q / (K_{max} \Delta t_{cp}) = 2,417 \cdot 10^6 / (1200 \cdot 53,24) = 37,6 \text{ м}^2,$$

$$F_{max} = Q / (K_{min} \Delta t_{cp}) = 2,417 \cdot 10^6 / (450 \cdot 53,24) = 100,3 \text{ м}^2.$$

По табл. 3 и 4 приложения выбираем теплообменник по следующим критериям.

**1.** Возможные площади поверхности  $F$  должны максимально перекрывать полученную нами  $F_{op} = 37,6 \div 100,3 \text{ м}^2$ . Лучше всего нам подходят теплообменники с диаметром кожуха  $D = 600$  мм. В меньшей степени подходят теплообменники с  $D = 400$  мм и  $D = 800$  мм, так как они хуже соответствуют  $F_{op}$ .

**2.** Число труб на один ход  $n/z$  должно быть меньше ориентировочного, но близким к нему: 100,5 для труб  $20 \times 2$  мм и 76,6 для  $25 \times 2$  мм.

Пункт 2 носит рекомендательный характер. Следует помнить, что ему могут соответствовать несколько теплообменников или вообще ни одного. В спорных ситуациях стоит выбирать тот теплообменник, который лучше

соответствует пункту 1, то есть поддерживает площади теплообмена  $F_{op}$  во всем интервале.

Оптимальным теплообменником для диаметра  $20 \times 2$  мм будет  $D = 600$  мм,  $z = 4$ , так как  $n/z = 83,5 < 100,5$ .

Для диаметра  $25 \times 2$  мм лучше всего подходит теплообменник с  $D = 600$  мм,  $z = 4$ , так как  $n/z = 51,5 < 76,6$ , но он хуже соответствует пункту 1, так как  $F_{max} = 89 < 100,3$ .

Таким образом, для последующих расчетов выбираем наиболее подходящий кожухотрубный теплообменник:

$D = 600$  мм,  $d_n = 20 \times 2$  мм,  $z = 4$ ,  $n = 334$ .

### **2.2.5. Расчет коэффициента теплоотдачи по анилину**

Для данного теплообменника эквивалентный диаметр труб будет равен

$$d_{эKB2} = d_{вн} = 0,020 - 0,002 \cdot 2 = 0,016 \text{ м,}$$

площадь сечения одного хода трубного пространства

$$S_2 = \pi/4 d_{вн}^2 n/z = 0,785 \cdot 0,016^2 \cdot 83,5 = 0,01679 \text{ м}^2,$$

скорость движения анилина

$$W_2 = G_2 / (\rho_2 S_2) = 13,89 / (969 \cdot 0,01679) = 0,8537 \text{ м/с,}$$

критерий Рейнольдса

$$Re_2 = W_2 d_{эKB2} \rho_2 / \mu_2 = 0,8537 \cdot 0,016 \cdot 969 / 1,1 \cdot 10^{-3} = 12033.$$

Анилин движется внутри труб в турбулентном режиме, поэтому применимо критериальное уравнение вида:

$$Nu_2 = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr / Pr_{ст})^{0,25} = 0,021 \cdot 12033^{0,8} \cdot 13,99^{0,43} = 120,0,$$

где  $(Pr / Pr_{ст})$  в первом приближении примем равным 1.

Находим коэффициент теплоотдачи анилина

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \lambda_2 / d_{эKB2} = 120,0 \cdot 0,171 / 0,016 = 1283 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

В зависимости от ориентации теплообменника в пространстве: вертикальной или горизонтальной – варьируются формулы нахождения коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося пара к поверхности теплообменных труб.

## Вариант 1 – Вертикальное исполнение

### 2.2.6. Расчет коэффициента теплоотдачи по греющему пару

$$\alpha_1 = 3,78 \lambda_k (\rho_k^2 d_n n / (\mu_k G_1))^{0,33} =$$
$$= 3,78 \cdot 0,6862 \cdot (934,8^2 \cdot 0,020 \cdot 334 / (2,178 \cdot 10^{-4} \cdot 1,117))^{0,33} = 7481 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

### 2.2.7. Расчет коэффициента теплопередачи

Находим тепловое сопротивление стенки

$$\Sigma \delta / \lambda = r_1 + \delta_{ст} / \lambda_{ст} + r_2 = 1/5800 + 0,002/16,3 + 1/5800 = 4,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт},$$

где  $\delta_{ст} = 0,002 \text{ м}$  – толщина стенки теплообменной трубки;

$\lambda_{ст} = 16,3 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – теплопроводность стали 12Х18Н10Т [1];

$1/r_1 = 5800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  – тепловое сопротивление загрязнений стенок со стороны греющего пара (табл.2 приложения);

$1/r_2 = 5800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  – тепловое сопротивление загрязнений стенок со стороны анилина (табл.2 приложения).

Рассчитываем коэффициент теплопередачи

$$K = (1/\alpha_1 + \Sigma \delta / \lambda + 1/\alpha_2)^{-1} = (1/7481 + 4,16 \cdot 10^{-4} + 1/1283)^{-1} = 752,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

### 2.2.8. Расчет температуры стенок труб

$$t_{ст1} = t_1 - K \Delta t_{cp} / \alpha_1 = 133,6 - 752,1 \cdot 54,08 / 7481 = 128,2 \text{ }^\circ\text{С},$$

$$t_{ст2} = t_2 + K \Delta t_{cp} / \alpha_2 = 79,52 + 752,1 \cdot 54,08 / 1283 = 111,2 \text{ }^\circ\text{С}.$$

### 2.2.9. Уточнение коэффициента теплопередачи

Находим температуру конденсата

$$t_k = (t_1 + t_{ст1}) / 2 = (133,6 + 128,1) / 2 = 130,9 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Находим уточненные свойства водяного пара и свойства анилина при температуре стенки.

Таблица 2.2. Теплофизические свойства теплоносителей

Индекс	Теплоноситель	t, °С	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$c_p$ , Вт/(кг·К)	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$\mu$ , Па·с	Pr
к	Конденсат	130	934,8	–	0,6862	$2,178 \cdot 10^{-4}$	–
ст2	Анилин (стенка)	110	–	2240	0,166	$6,95 \cdot 10^{-4}$	9,378

$$Pr_{ст2} = c_p \mu_{ст2} / \lambda_{ст2} = 2240 \cdot 6,95 \cdot 10^{-4} / 0,166 = 9,378,$$

$$\alpha_2^* = \alpha_2 \cdot (Pr_2 / Pr_{ст2})^{0,25} = 1283 \cdot (13,99 / 9,378)^{0,25} = 1418 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Уточненная температура для пара незначительно отличается от принятой изначально, поэтому примем  $\alpha_1^* \approx \alpha_1 = 7481 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

Уточняем коэффициент теплопередачи:

$$K^* = (1/\alpha_1^* + \Sigma \delta/\lambda + 1/\alpha_2^*)^{-1} = (1/7481 + 4,16 \cdot 10^{-4} + 1/1418)^{-1} = 796,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

и температуры стенок

$$t_{ст1}^* = t_1 - K^* \Delta t_{cp} / \alpha_1^* = 133,6 - 796,6 \cdot 54,08 / 7481 = 127,8 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{ст2}^* = t_2 + K^* \Delta t_{cp} / \alpha_2^* = 79,52 + 796,6 \cdot 54,08 / 1418 = 109,9 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Расхождения с предыдущими значениями составляют

$$|t_{ст1}^* - t_{ст1}| / t_{ст1}^* = |127,8 - 128,2| / 127,8 = 0,25 \%,$$

$$|t_{ст2}^* - t_{ст2}| / t_{ст2}^* = |109,9 - 111,2| / 109,9 = 1,20 \%.$$

Так как отклонения температур стенок не превышают 5%, то дальнейших уточнений не требуется. В противном случае следует повторить пункт 2.2.9 для уточненных температур.

### **2.2.10. Расчет площади поверхности теплопередачи и длины труб теплообменника**

$$F = Q / (K^* \Delta t_{cp}) = 2,441 \cdot 10^6 / (796,6 \cdot 54,08) = 56,7 \text{ м}^2.$$

Ориентируясь на полученное значение поверхности теплопередачи, по табл. 3 и 4 приложения выбираем ближайший теплообменник с поверхностью труб большей, чем расчетная. В нашем случае это теплообменник с длиной труб  $L = 4 \text{ м}$  и поверхностью  $F_{ст} = 76 \text{ м}^2$ . При этом запас по поверхности составит  $\Delta = (76 - 56,7) / 76 = 25,4 \%$ , что попадает в рекомендуемый интервал  $15 \div 30 \%$ .

## **Вариант 2 – горизонтальное исполнение**

### **2.2.6. Расчет коэффициента теплоотдачи по греющему пару**

$$\alpha_1 = 2,02 \varepsilon \lambda_k (\rho_k^2 L_k n / (\mu_k G_1))^{0,33} =$$

$$= 2,02 \cdot 0,6 \cdot 0,6862 \cdot (934,8^2 \cdot 4 \cdot 334 / (2,178 \cdot 10^{-4} \cdot 1,117))^{0,33} = 14027 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где  $\varepsilon = 0,7$  при  $n \leq 100$  и  $\varepsilon = 0,6$  при  $n > 100$ . В первом приближении примем длину труб равную высоте труб в вертикальном исполнении  $L = 4 \text{ м}$ .

### 2.2.7. Расчет коэффициента теплопередачи и поверхности теплообмена

$$K = (1/\alpha_1 + \Sigma\delta/\lambda + 1/\alpha_2)^{-1} = (1/14027 + 4,16 \cdot 10^{-4} + 1/1283)^{-1} = 789,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$F = Q / (K^* \Delta t_{cp}) = 2,441 \cdot 10^6 / (789,2 \cdot 54,08) = 57,2 \text{ м}^2.$$

Ближайшим стандартным теплообменником имеет поверхностью  $F_{ст} = 76 \text{ м}^2$  и длину труб  $L = 4 \text{ м}$ . Таким образом, уточнять длину труб не требуется.

### 2.2.8. Расчет температуры стенок труб

$$t_{ст1} = t_1 - K \Delta t_{cp} / \alpha_1 = 133,6 - 789,2 \cdot 54,08 / 14027 = 130,6 \text{ }^\circ\text{С},$$

$$t_{ст2} = t_2 + K \Delta t_{cp} / \alpha_2 = 79,52 + 789,2 \cdot 54,08 / 1283 = 112,8 \text{ }^\circ\text{С}.$$

### 2.2.9. Уточнение коэффициента теплопередачи

Средняя температура пленки конденсата

$$t_k = (t_1 + t_{ст1}) / 2 = (133,6 + 130,3) / 2 = 132,1 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Находим свойства теплоносителей при температуре стенки и уточняем коэффициенты теплоотдачи.

Таблица 2.3. Теплофизические свойства теплоносителей

Индекс	Теплоноситель	t, °С	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	$c_p$ , Вт/(кг·К)	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$\mu$ , Па·с	Pr
к	Конденсат	130	934,8	–	0,6862	$2,178 \cdot 10^{-4}$	–
ст2	Анилин	110	–	2240	0,166	$6,95 \cdot 10^{-4}$	9,378

$$Pr_{ст2} = c_p \mu_{ст2} / \lambda_{ст2} = 2240 \cdot 6,95 \cdot 10^{-4} / 0,166 = 9,378,$$

$$\alpha_2^* = \alpha_2 \cdot (Pr_2 / Pr_{ст2})^{0,25} = 1283 \cdot (13,99 / 9,378)^{0,25} = 1418 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Уточненная температура незначительно отличается от принятой изначально, поэтому  $\alpha_1^* \approx \alpha_1 = 14027 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$

Уточняем коэффициент теплопередачи

$$K^* = (1/\alpha_1^* + \Sigma\delta/\lambda + 1/\alpha_2^*)^{-1} = (1/14027 + 4,16 \cdot 10^{-4} + 1/1418)^{-1} = 838,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

и температуры стенок

$$t_{ст1}^* = t_1 - K^* \Delta t_{cp} / \alpha_1^* = 133,6 - 838,2 \cdot 54,08 / 14027 = 130,4 \text{ }^\circ\text{С},$$

$$t_{ст2}^* = t_2 + K^* \Delta t_{cp} / \alpha_2^* = 79,52 + 838,2 \cdot 54,08 / 1418 = 111,5 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Расхождения с предыдущими значениями составляют

$$|t_{ст1}^* - t_{ст1}| / t_{ст1}^* = |130,4 - 130,6| / 130,4 = 0,15 \%,$$

$$|t_{ст2}^* - t_{ст2}| / t_{ст2}^* = |111,5 - 112,8| / 111,5 = 1,16 \%.$$

Так как отклонения температур стенок не превышают 5%, то дальнейших уточнений не требуется.

### **2.2.10. Расчет площади поверхности теплопередачи и длины труб теплообменника**

$$F = Q / (K^* \Delta t_{cp}) = 2,441 \cdot 10^6 / (838,2 \cdot 54,08) = 53,8 \text{ м}^2.$$

При расчете коэффициента теплоотдачи по греющему пару мы задались  $L = 4$  м, значит  $F_{ст} = 76 \text{ м}^2$ , при этом запас по поверхности составит

$$\Delta = (76 - 53,8) / 76 = 29,2 \%, \text{ что попадает в рекомендуемый интервал } 15 \div 30 \%.$$

Если принять  $L = 3$  м и  $F_{ст} = 57 \text{ м}^2$ , то  $\alpha_1^*$  и  $K^*$  станут ниже, а  $F$  выше. В любом случае, запас по поверхности составит всего

$$\Delta = (57 - 53,8) / 57 = 5,5 \%, \text{ что не попадает в рекомендуемый интервал } 15 \div 30 \%.$$

### **2.2.11. Выбор теплообменника**

Обычно из подходящих вариантов выбирают теплообменник с меньшими габаритами. В нашем случае габариты двух рассчитанных аппаратов одинаковы, поэтому целесообразно сделать окончательный выбор на аппарате с большим запасом по поверхности, а именно в горизонтальном исполнении.

## **2.3. Гидравлический расчет**

### **2.3.1. Расчет диаметра штуцеров**

Для насыщенного водяного пара под давлением, который чаще всего применяется в подогревателях, рекомендуемая скорость в штуцере составляет 35÷60 м/с (табл.12 приложения). Примем  $W_{шт п} = 45$  м/с, тогда

$$d_{шт п} = (4 G_1 / (\pi \rho_{п} W_{шт п}))^{0,5} = (4 \cdot 1,117 / (3,14 \cdot 1,65 \cdot 45))^{0,5} = 0,138 \text{ м}.$$

Принимаем диаметр штуцеров для подачи пара  $d_{шт п} = 0,15$  м.

Уточняем скорость пара в штуцере:

$$W_{шт п} = 4 G_1 / (\pi d_{шт п}^2 \rho_{п}) = 4 \cdot 1,117 / (3,14 \cdot 0,15^2 \cdot 1,65) = 38,3 \text{ м/с},$$

что попадает в рекомендуемый интервал скоростей.

Для конденсата водяного пара (воды), которая является маловязкой жидкостью и движется самотеком, рекомендуемая скорость в штуцере составляет  $0,5 \div 1$  м/с (табл.12 приложения). Примем  $W_{шт\ к} = 0,7$  м/с, тогда

$$d_{шт\ к} = (4 G_1 / (\pi \rho_k W_{шт\ к}))^{0,5} = (4 \cdot 1,117 / (3,14 \cdot 934,8 \cdot 0,7))^{0,5} = 0,047 \text{ м.}$$

Принимаем диаметр штуцеров для конденсата пара  $d_{шт\ к} = 0,05$  м.

Уточняем скорость конденсата в штуцере:

$$W_{шт\ к} = 4 G_1 / (\pi d_{шт\ к}^2 \rho_k) = 4 \cdot 1,117 / (3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 934,8) = 0,61 \text{ м/с,}$$

что попадает в рекомендуемый интервал скоростей.

Для анилина рекомендуемая скорость в штуцере зависит от коэффициента кинематической вязкости

$$\nu_2 = \mu_2 / \rho_2 = 1,1 \cdot 10^{-3} / 969 = 1,135 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

и составляет  $1,5 \div 2,5$  м/с (табл.12 приложения). Примем  $W_{шт\ к} = 2$  м/с, тогда

$$d_{шт2} = (4 G_2 / (\pi \rho_2 W_{шт2}))^{0,5} = (4 \cdot 13,89 / (3,14 \cdot 969 \cdot 2))^{0,5} = 0,096 \text{ м.}$$

Принимаем диаметр штуцеров по трубной части  $d_{шт2} = 0,1$  м.

Уточняем скорость анилина в штуцерах:

$$W_{шт2} = 4 G_2 / (\pi d_{шт2}^2 \rho_2) = 4 \cdot 13,89 / (3,14 \cdot 0,1^2 \cdot 969) = 1,82 \text{ м/с,}$$

что попадает в рекомендуемый интервал скоростей.

### **2.3.2. Расчет гидравлического сопротивления**

Скорость анилина в трубах  $W_2 = 0,8537$  м/с, а критерий Рейнольдса  $Re_2 = 12033$ . Примем абсолютную шероховатость труб  $\Delta = 0,2 \text{ мм} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ , тогда относительная шероховатость:

$$e = \Delta / d_{э\text{кв}1} = 2 \cdot 10^{-4} / 0,016 = 0,0125.$$

Значение критерия Рейнольдса лежит в области гидравлически шероховатых труб  $20d/\Delta < Re_2 < 500d/\Delta$ , так как  $1600 < 12033 < 40000$ , поэтому значение коэффициента трения можно найти по формуле

$$\lambda_{тр} = 0,11 (68 / Re + \Delta / d)^{0,25} = 0,11 (68 / 12033 + 2 \cdot 10^{-4} / 0,016)^{0,25} = 0,0404.$$

Также коэффициент трения при  $Re > 2320$  приближенно может быть найден по уравнению

$$\begin{aligned} \lambda_{тр} &= 0,25 \{ \lg[e / 3,7 + (6,81 / Re)^{0,9}] \}^{-2} = \\ &= 0,25 \{ \lg[0,0125 / 3,7 + (6,81 / 12033)^{0,9}] \}^{-2} = 0,0457. \end{aligned}$$



Гидравлическое сопротивление трубного пространства находится по формуле

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с.}} + \Delta P_{\text{шт}},$$

где  $\Delta P_{\text{тр}}$  – гидравлическое сопротивление трения трубного пучка,  $\Delta P_{\text{м.с.}}$  – гидравлические потери на местных сопротивлениях внутри аппарата, а  $\Delta P_{\text{шт}}$  – гидравлическое сопротивление на входе и выходе из штуцеров.

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} (Lz/d_{\text{экви}}) (W_2^2 \rho_2 / 2) = 0,0404 \cdot (4 \cdot 4 / 0,016) \cdot (0,8537^2 \cdot 969 / 2) = 14258 \text{ Па},$$

$$\Delta P_{\text{м.с.}} = [2,5(z-1) + 2z] (W_2^2 \rho_2 / 2) = [2,5 \cdot (4-1) + 2 \cdot 4] \cdot (0,8537^2 \cdot 969 / 2) = 5474 \text{ Па},$$

$$\Delta P_{\text{шт}} = 3 (W_{\text{шт}2}^2 \rho_2 / 2) = 3 \cdot (1,82^2 \cdot 969 / 2) = 4841 \text{ Па},$$

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с.}} + \Delta P_{\text{шт}} = 14258 + 5474 + 4841 = 24573 \text{ Па}.$$

### **2.3.3. Выбор насоса для подачи анилина**

Требуемый напор

$$H = H_{\text{п}} + (P_2 - P_1) / (\rho g) + (W_2^2 - W_1^2) / (2g) + H_{\text{тр}} + H_{\text{г}}.$$

Потери напора в трубном пространстве теплообменника

$$H_{\text{п}} = \Delta P_{\text{тр}} / (\rho g) = 24573 / (969 \cdot 9,81) = 2,59 \text{ м}.$$

Примем потери напора в подводящем трубопроводе  $H_{\text{тр}} = 2 \text{ м}$ .

Геометрическая высота подъема  $H_{\text{г}}$  жидкости зависит от места установки теплообменника и его ориентации. В случае теоретических расчетов допустимо принять для вертикального исполнения  $H_{\text{г}} = L + 1$ , а для горизонтального  $H_{\text{г}} = 1 \text{ м}$ .

Примем, что анилин перекачивается в теплообменник из открытой емкости, т.е.

$P_1 = 1 \text{ атм}$ , тогда пьезометрический напор  $(P_2 - P_1) / (\rho g) = 0$ . Примем диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов одинаковыми, тогда  $W_2 = W_1$  и скоростной напор  $(W_2^2 - W_1^2) / (2g) = 0$ .

С учетом допущений требуемый напор составит

$$H_2 = H_{\text{п}} + H_{\text{тр}} + H_{\text{г}} = 2,59 + 2 + 1 = 5,59 \text{ м}.$$

Объемный расход анилина можно найти

$$Q_2 = G_2 / \rho_2 = 13,89 / 969 = 0,0143 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По объемному расходу и напору в табл.13 приложения выбираем центробежный насос марки X90/19 с подачей  $2,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$  и напором 13 м с электродвигателем типа АО2-51-2 с потребляемой мощностью 10 кВт.

#### 2.4. Расчет тепловой изоляции

Принимаем допустимую температуру наружной поверхности стенки  $t_{\text{ст.в}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ , температуру окружающего воздуха  $t_{\text{в}} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ , тогда толщина тепловой изоляции составит

$$\delta_{\text{из}} = \lambda_{\text{из}} (t_{\text{р}} - t_{\text{ст.в}}) / (\alpha_{\text{в}} (t_{\text{ст.в}} - t_{\text{в}})),$$

где  $\lambda_{\text{из}}$  – коэффициент теплопроводности теплоизоляционного материала,  $\alpha_{\text{в}}$  – коэффициент теплоотдачи от наружной стенки корпуса в окружающую среду.

Теплоизоляционный материал выбирается по предельной температуре в табл.11 приложения. Предельная температура должна превышать рабочую. Но чем выше предельная температура теплоизоляции, тем дороже материал, поэтому данный параметр имеет смысл выбирать близким к рабочей температуре. В нашем случае в межтрубном пространстве  $t_{\text{р}} = t_1 = 133,6 \text{ }^\circ\text{C}$ , поэтому в качестве теплоизоляционного материала подходит стекловата с  $t_{\text{пр}} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$  и

$$\lambda_{\text{из}} = 0,042 + 0,00035 t_{\text{ср}}.$$

$$t_{\text{ср}} = (t_{\text{р}} + t_{\text{ст.в}}) / 2 = (133,6 + 40) / 2 = 86,8 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\lambda_{\text{из}} = 0,042 + 0,00035 t_{\text{ср}} = 0,042 + 0,00035 \cdot 86,8 = 0,0724 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К}).$$

Коэффициент теплоотдачи от наружной стенки в окружающую среду может быть найден по приближенной формуле

$$\alpha_{\text{в}} = 9,74 + 0,07 (t_{\text{ст.в}} - t_{\text{в}}) = 9,74 + 0,07 (40 - 18) = 11,28 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}).$$

Таким образом, необходимая толщина тепловой изоляции составит

$$\delta_{\text{из}} = \lambda_{\text{из}} (t_{\text{р}} - t_{\text{ст.в}}) / (\alpha_{\text{в}} (t_{\text{ст.в}} - t_{\text{в}})) = 0,0724 (133,6 - 40) / (11,28 (40 - 18)) = 0,027 \text{ м}.$$

### **3. РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА ДЛЯ ИСПАРЕНИЯ ЖИДКОСТИ**

**Задание на проектирование.** Рассчитать и подобрать нормализованный теплообменник для испарения 6 т/ч безводной уксусной кислоты при атмосферном давлении. Кислота подается в испаритель предварительно нагретая до температуры кипения ( $t_{\text{кип}} = 118,5^{\circ}\text{C}$ ). В качестве греющего агента используется насыщенный водяной пар давлением 0,3 МПа.

#### **3.1. Выбор конструкционного материала**

При выборе конструкционного материала, из которого будет изготовлен проектируемый теплообменник, следует руководствоваться рекомендациями, приведенными в справочнике «Основы конструирования и расчета технологического и природоохранного оборудования» [1]. Так, для кипящей безводной уксусной кислоты выбираем сталь марки 08X18H10T, которая используется для изготовления деталей химической аппаратуры, работающей в средах повышенной агрессивности при температурах от  $-269$  до  $+600^{\circ}\text{C}$  без ограничения давления. Коэффициент теплопроводности стали 08X18H10T при температуре  $118,5^{\circ}\text{C}$  составляет  $\lambda_{\text{ст}}=16,3$  Вт/(м·К).

#### **3.2. Технологический расчет**

Согласно ГОСТ 15119-79 кожухотрубные испарители могут быть только вертикальными одноходовыми аппаратами, с трубками  $25 \times 2$  мм. В трубном пространстве такого теплообменника кипит жидкость, а конденсирующийся греющий пар подается в межтрубное пространство.

##### ***3.2.1. Составление теплового баланса, нахождение тепловой нагрузки аппарата и расхода греющего пара***

Принимая допущение об адиабатическом процессе теплообмена, то есть, что тепловые потери в окружающую среду пренебрежительно малы по сравнению с общей тепловой нагрузкой аппарата, запишем уравнение теплового баланса:

$$Q = G_1 \cdot r_1 = G_2 \cdot r_2,$$

где  $G_1$ ,  $G_2$  – массовые расходы уксусной кислоты и греющего пара, соответственно;  $r_1$ ,  $r_2$  – удельные теплоты парообразования уксусной кислоты и воды;  $Q$  – тепловая нагрузка аппарата.

Рассчитаем тепловую нагрузку по левой части теплового баланса, так как известен расход уксусной кислоты. Для этого переведем массовый расход уксусной кислоты в «кг/с»:  $G_1 = 6 \cdot 1000 / 3600 = 1,67$  кг/с.

Удельная теплота парообразования уксусной кислоты при температуре кипения  $r_1 = 406,4$  кДж/кг [2].

Тепловая нагрузка аппарата:

$$Q = 1,67 \cdot 406,4 \cdot 1000 = 677333,3 \text{ Вт.}$$

Расход греющего пара находим из уравнения теплового баланса:

$$G_2 = Q / r_2 = 677333,3 / (2165 \cdot 1000) = 0,313 \text{ кг/с.}$$

Удельная теплота парообразования воды при давлении 0,3 МПа  $r_2 = 2165$  кДж/кг [2].

### 3.2.2. Определение движущей силы процесса теплопередачи

Составим схему процесса теплопередачи при постоянной температуре теплоносителей вдоль поверхности теплообмена (рис. 3.1).

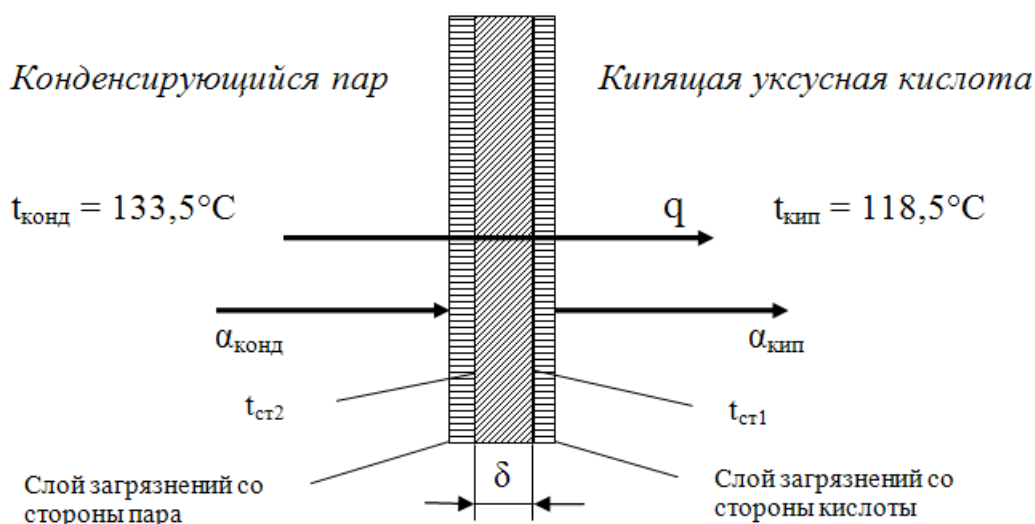


Рис. 3.1. Схема процесса теплопередачи:  $q$  – удельный тепловой поток между теплоносителями, проходящий через единицу теплопередающей поверхности;  $t_{\text{ст}1}$  и  $t_{\text{ст}2}$  – температуры стенки трубки со стороны уксусной кислоты и водяного пара соответственно;  $\alpha_{\text{конд}}$  и  $\alpha_{\text{кип}}$  – соответствующие коэффициенты теплоотдачи

Поскольку температуры греющего пара, в процессе его конденсации, и кипящей уксусной кислоты не изменяются вдоль поверхности теплопередающих трубок, то средняя разность температур между теплоносителями составляет:

$$\Delta t_{\text{ср}} = t_{\text{конд}} - t_{\text{кип}} = 133,5 - 118,5 = 15^{\circ}\text{C} = 15 \text{ K}.$$

### **3.2.3. Ориентировочный выбор теплообменника**

В соответствии с табл.1 приложения находим ориентировочные значения коэффициента теплопередачи для схемы теплообмена «Конденсирующийся водяной пар – Кипящие органические жидкости»  $K = 450 \div 1200 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ . Примем  $K_{\text{ор}} = 1000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ . Тогда ориентировочное значение требуемой поверхности теплопередачи составит:

$$F_{\text{ор}} = \frac{Q}{K_{\text{ор}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{677333,3}{1000 \cdot 15} = 45,16 \text{ м}^2.$$

По табл.5 приложения определяем, что поверхность близкую к ориентировочной, имеют теплообменники с высотой труб  $H = 2,0 \text{ м}$  или  $3,0 \text{ м}$  и диаметром кожуха  $D = 600 \text{ мм}$ , а также теплообменник с высотой труб  $H = 2,0 \text{ м}$  и диаметром кожуха  $D = 800 \text{ мм}$ .

### **3.2.4. Уточненный расчет поверхности теплопередачи**

**Вариант 1.** Примем в качестве первого варианта одноходовой теплообменник с высотой труб  $H = 2,0 \text{ м}$  и диаметром кожуха  $D = 600 \text{ мм}$ , для которого поверхность теплопередачи  $F = 40 \text{ м}^2$  образована 257 вертикальными трубками диаметром  $25 \times 2 \text{ мм}$ .

Для определения коэффициента теплоотдачи от пара, конденсирующегося на наружной поверхности трубок, воспользуемся формулой:

$$\alpha_{\text{конд}} = 1,21 \lambda_2 \sqrt[3]{(\rho_2^2 \cdot r_2 \cdot g) / (\mu_2 \cdot H \cdot q)},$$

где теплофизические свойства относятся к пленке конденсата водяного пара.

Поскольку средняя разность температур между теплоносителями не превышает  $30^{\circ}\text{C}$ , то примем температуру пленки конденсата равную

температуре конденсации пара 133,5°C. При данной температуре значения теплофизических свойств воды следующие:

$\rho_2 = 932,2 \text{ кг/м}^3$  – плотность;  $\mu_2 = 212,8 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$  – коэффициент динамической вязкости;  $\lambda_2 = 0,686 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$  – коэффициент теплопроводности.

Таким образом, находим взаимосвязь между коэффициентом теплоотдачи от конденсирующегося пара и удельным тепловым потоком между теплоносителями:

$$\alpha_{\text{конд}} = 1,21 \cdot 0,686 \cdot \sqrt[3]{(932,2^2 \cdot 2165 \cdot 1000 \cdot 9,81) / (212 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot q)} ;$$

$$\alpha_{\text{конд}} = 291990,85 \cdot q^{-0,33} .$$

Коэффициент теплоотдачи к кипящей в трубках уксусной кислоте можно определить по формуле:

$$\alpha_{\text{кип}} = 780 \frac{\lambda_1^{1,3} \cdot \rho_1^{0,5} \cdot \rho_n^{0,06} \cdot q^{0,6}}{\sigma_1^{0,5} \cdot r_1^{0,6} \cdot \rho_{n0}^{0,66} \cdot c_1^{0,3} \cdot \mu_1^{0,3}} .$$

Теплофизические свойства уксусной кислоты при температуре 118,5°C:

$\lambda_1 = 0,16 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$  – коэффициент теплопроводности;  $\rho_1 = 938 \text{ кг/м}^3$  – плотность;  $\mu_1 = 453 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$  – коэффициент динамической вязкости;  $c_1 = 2477 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$  – удельная теплоемкость;  $\sigma_1 = 0,018 \text{ Н/м}$  – поверхностное натяжение;  $\rho_{n0} = 2,679 \text{ кг/м}^3$  – плотность паров при атмосферном давлении;  $\rho_n = 5,604 \text{ кг/м}^3$  – плотность паров над кипящей уксусной кислотой.

$$\alpha_{\text{кип}} = 780 \frac{0,16^{1,3} \cdot 938^{0,5} \cdot 5,604^{0,06} \cdot q^{0,6}}{0,018^{0,5} \cdot 406400^{0,6} \cdot 2,679^{0,66} \cdot 2477^{0,3} \cdot 0,000453^{0,3}} ;$$

$$\alpha_{\text{кип}} = 3,963 \cdot q^{0,6} .$$

Из основного уравнения теплопередачи и уравнения аддитивности термических сопротивлений можно получить взаимосвязь коэффициентов теплоотдачи, удельного теплового потока и средней движущей силы теплопередачи:

$$q = \frac{Q}{F} = K \cdot \Delta t_{cp} \Rightarrow \frac{1}{K} = \frac{\Delta t_{cp}}{q} ;$$

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_{\text{кип}}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{конд}}} .$$

Приравнивая полученные выражения, получим единое уравнение относительно неизвестного теплового потока:

$$\Delta t_{cp} = \frac{q}{\alpha_{куп}} + q \cdot \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{q}{\alpha_{конд}} ;$$

или

$$\frac{q}{\alpha_{куп}} + q \cdot \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{q}{\alpha_{конд}} - \Delta t_{cp} = 0.$$

Подставим все найденные ранее значения в полученную формулу:

$$\frac{q}{3,963 \cdot q^{0,6}} + q \cdot \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{q}{291990,85 \cdot q^{-0,33}} - 15 = 0.$$

По табл.2 приложения определяем значения тепловой проводимости загрязнений со стороны уксусной кислоты  $r_{31} = 5800$  Вт/(м·К) и со стороны конденсирующегося пара,  $r_{32} = 4500$  Вт/(м·К). Рассчитываем сумму термических сопротивлений стенки трубки и загрязнений с обеих её сторон:

$$\sum \frac{\delta}{\lambda} = \frac{1}{r_{31}} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{r_{32}} = \frac{1}{5800} + \frac{0,002}{16,3} + \frac{1}{4500} = 0,00052 \frac{m^2 \cdot K}{Bm}.$$

Итоговое уравнение для расчета удельного теплового потока имеет вид:

$$f(q) = \frac{q^{0,4}}{3,963} + 0,00052 \cdot q + \frac{q^{1,33}}{291990,85} - 15 = 0.$$

Решим полученное уравнение методом последовательных приближений, используя в качестве первого значения величину ориентировочного удельного теплового потока  $q' = q_{op} = \frac{Q}{F} = \frac{677333,3}{40} = 16933,33 \frac{Bm}{m^2}$ .

$$f(q') = \frac{16933,33^{0,4}}{3,963} + 0,00052 \cdot 16933,33 + \frac{16933,33^{1,33}}{291990,85} - 15 = 7,65.$$

Значение функции  $f(q')$  далеко от нулевого, поэтому уменьшим значение удельного теплового потока до  $q'' = 12000 \frac{Bm}{m^2}$ .

$$f(q'') = \frac{12000^{0,4}}{3,963} + 0,00052 \cdot 12000 + \frac{12000^{1,33}}{291990,85} - 15 = 2,96.$$

Значение функции  $f(q'')$  все еще не близко к нулю, поэтому примем величину удельного теплового потока  $q''' = 9000 \frac{Bm}{m^2}$ .

$$f(q''') = \frac{9000^{0.4}}{3,963} + 0,00052 \cdot 9000 + \frac{9000^{1,33}}{291990,85} - 15 = -0,067.$$

Такую точность определения корня уравнения можно считать достаточной и принять  $q''' = 9000 \frac{Вт}{м^2}$  в качестве истинной тепловой нагрузки.

Тогда требуемая поверхность теплопередачи составит:

$$F = \frac{Q}{q'''} = \frac{677333,3}{9000} = 75,25 \text{ м}^2.$$

Выбранный в качестве первого варианта теплообменник имеет поверхность лишь  $40 \text{ м}^2$ , а значит он не подходит для осуществления заданного процесса.

Из перечня теплообменников табл.5 приложения с высотой труб  $2,0 \text{ м}$  для заданного процесса наиболее подходящим является аппарат диаметром  $D = 1000 \text{ мм}$ , который обладает поверхностью теплообмена  $F = 117 \text{ м}^2$ . Запас поверхности для такого аппарата составляет:

$$\Delta = \frac{117 - 75,25}{75,25} \cdot 100\% = 55,5\%.$$

Запас поверхности получается весьма значительный, а значит целесообразно проверить возможность использования теплообменника с большей длиной труб и меньшей номинальной поверхностью.

**Вариант 2.** В качестве второго варианта выберем одноходовой теплообменник с высотой труб  $H = 4,0 \text{ м}$  и диаметром кожуха  $D = 600 \text{ мм}$ , у которого поверхность теплопередачи  $F = 81 \text{ м}^2$  образована 257 вертикальными трубками диаметром  $25 \times 2 \text{ мм}$ .

Большинство расчетов аналогичны первому варианту, необходимо лишь уточнить величину коэффициента теплоотдачи для конденсирующегося пара и произвести расчет удельного теплового потока методом последовательных приближений:

$$\alpha_{\text{конд}} = 1,21 \cdot 0,686 \cdot \sqrt[3]{(932,2^2 \cdot 2165 \cdot 1000 \cdot 9,81) / (212 \cdot 10^{-6} \cdot 4 \cdot q)}.$$

$$\alpha_{\text{конд}} = 231753,29 \cdot q^{-0,33}.$$

$$\text{Пусть } q' = q_{op} = \frac{Q}{F} = \frac{677333,3}{81} = 8362,14 \frac{Вт}{м^2}.$$



$$\text{Тогда } f(q') = \frac{8362,14^{0.4}}{3,963} + 0,00052 \cdot 8362,14 + \frac{8362,14^{1.33}}{231753,29} - 15 = -0,59.$$

Увеличим удельный тепловой поток до  $q'' = 8950 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$ .

$$\text{Тогда } f(q'') = \frac{8950^{0.4}}{3,963} + 0,00052 \cdot 8950 + \frac{8950^{1.33}}{231753,29} - 15 = 0,04.$$

Такую точность определения корня уравнения можно считать достаточной и принять  $q'' = 8950 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$  в качестве истинной тепловой нагрузки.

Тогда требуемая поверхность теплопередачи составит:

$$F = \frac{Q}{q''} = \frac{677333,3}{8950} = 75,69 \text{ м}^2.$$

Запас поверхности для такого аппарата составляет:

$$\Delta = \frac{81 - 75,69}{75,69} \cdot 100\% = 7\%.$$

Критическая тепловая нагрузка, соответствующая переходу от пузырькового к пленочному режиму кипения, составляет:

$$\begin{aligned} q_{кр} &= 0,14 \cdot r_1 \cdot \sqrt{\rho_n} \cdot \sqrt[4]{g \cdot \sigma \cdot \rho_1} = 0,14 \cdot 406400 \cdot \sqrt{5,604} \cdot \sqrt[4]{9,81 \cdot 0,018 \cdot 938} \\ &= 483620 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}. \end{aligned}$$

Рассчитанные тепловые нагрузки значительно меньше критической, а соответственно в выбранных аппаратах кипение уксусной кислоты будет происходить в пузырьковом режиме.

Окончательно выбираем кожухотрубный теплообменник-испаритель с диаметром кожуха  $D = 600$  мм и высотой трубок  $H = 4,0$  м, который при аналогичной тепловой нагрузке обладает меньшими габаритными размерами по сравнению с аппаратом, рассчитанным в первом варианте.

### 3.3. Расчет тепловой изоляции

Для эксплуатации в промышленности поверхность теплообменника, как правило, покрывается слоем теплоизоляционного материала. Тепловая изоляция используется для уменьшения потерь тепла в окружающую среду, уменьшения тепловыделения в атмосферу производственных помещений, а также для соблюдения техники безопасности при обслуживании аппарата

персоналом. Для исключения возможности ожога допустимая температура наружной поверхности тепловой изоляции не должна превышать  $t_{ст.в} = 40-50$  °С. Расчет тепловой изоляции сводится к определению толщины слоя теплоизоляционного материала, обеспечивающего требуемую температуру наружной поверхности.

Принимаем температуру наружной поверхности изоляции  $t_{ст.в}=40$  °С, температуру окружающего воздуха  $t_в = 20$  °С, тогда толщина слоя изоляции:

$$\delta_{из} = \frac{\lambda_{из} (t_{ин} - t_{ст.в})}{\alpha_в (t_{ст.в} - t_в)},$$

где  $\lambda_{из}$  – коэффициент теплопроводности теплоизоляционного материала,  $\alpha_в$  – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции к окружающему воздуху.

В качестве теплоизоляционного материала примем стеклянную вату. Коэффициент её теплопроводности  $\lambda_{из} = 0,052$  Вт/(м·К) определяем по табл.11 приложения.

При свободной конвекции коэффициент теплоотдачи определяется по приближенной формуле:

$$\alpha_в = 8,4 + 0,06\Delta t_в = 8,4 + 0,06 \cdot 20 = 9,6 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К},$$

где  $\Delta t_в = t_{ст.в} - t_в = 40 - 20 = 20$  °С.

$$\delta_{из} = 0,052(133,5 - 40)/[9,6(40 - 20)] = 0,025 \text{ м}.$$

Таким образом, требуемая толщина слоя стекловолокнистой изоляции составляет 25 мм.

## 4. РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА ТИПА «ТРУБА В ТРУБЕ»

**Задание на проектирование.** Рассчитать и подобрать разборный теплообменник типа «труба в трубе» длиной 3 м для охлаждения 1,8 т/час ледяной уксусной кислоты от 68 °С до 40 °С водой с начальной температурой 15 °С и конечной 30 °С.

### 4.1. Выбор конструкционного материала

В справочнике [1] для уксусной кислоты рекомендуют использовать сталь марки 12Х18Н10Т с теплопроводностью  $\lambda_{ст} = 15 \div 16$  Вт/(м·К) (при 20÷60 °С) [1].

### 4.2. Технологический расчет

#### 4.2.1. Определение средней движущей силы процесса теплопередачи

Схема изменения температуры теплоносителей при противотоке вдоль поверхности теплообмена:

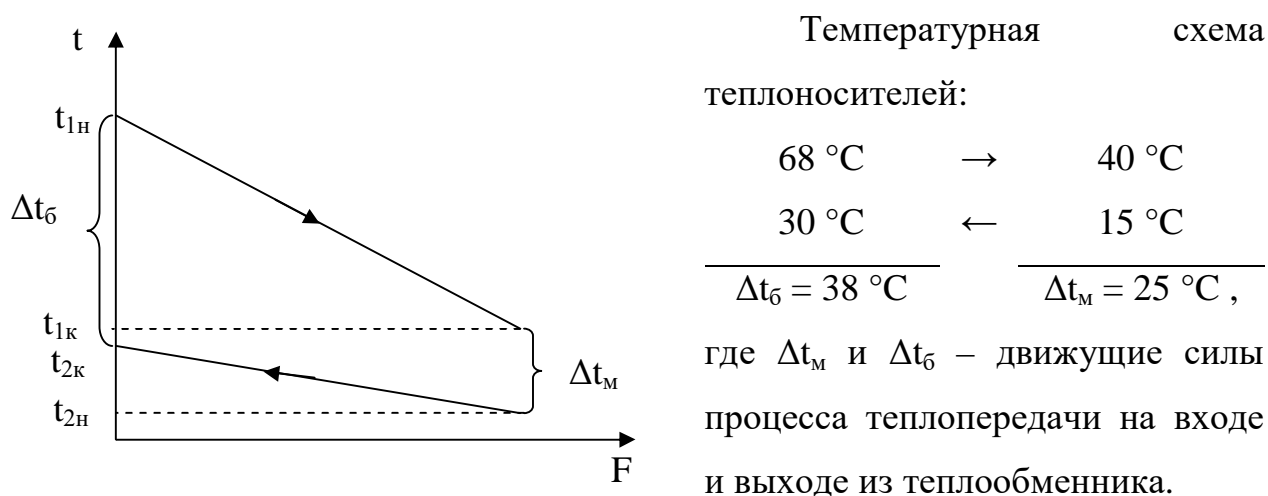


Рис. 4.1. Температурная схема процесса

Так как соотношение  $\Delta t_6 / \Delta t_M = 38 / 25 = 1,52 < 2$ , среднюю разность температур теплоносителей рассчитываем как среднюю арифметическую  $\Delta t_{cp} = (\Delta t_6 + \Delta t_M) / 2 = (38 + 25) / 2 = 31,5 \text{ °С}$ .

Средние температуры воды и уксусной кислоты можно получить по формулам

$$t_1 = (t_{1H} + t_{1K}) / 2 = (68 + 40) / 2 = 54 \text{ °С},$$

$$t_2 = (t_{2н} + t_{2к}) / 2 = (30 + 15) / 2 = 22,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

#### 4.2.2. Определение свойств теплоносителей

По справочной литературе [2, 5] определяются параметры теплоносителей

Таблица 4.1. Теплофизические свойства теплоносителей

Параметр	Уксусная кислота	Вода
Температура $t$ , $^\circ\text{C}$	54	22,5
Плотность $\rho$ , $\text{кг/м}^3$	1004	998,2
Теплоемкость $c_p$ , $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$	2179	4183
Динамический коэффициент вязкости $\mu$ , $\text{Па}\cdot\text{с}$	0,164	0,599
Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$	$7 \cdot 10^{-4}$	$1,004 \cdot 10^{-3}$
Критерий Прандтля $Pr$	9,301	7,011

Критерий Прандтля может быть найден как по справочным данным, так и по формуле

$$Pr_1 = c_{p1} \mu_1 / \lambda_1 = 1004 \cdot 7 \cdot 10^{-4} / 0,164 = 9,301.$$

#### 4.2.3. Составление теплового баланса, нахождение тепловой нагрузки аппарата и расхода воды

Запишем уравнение теплового баланса:

$$Q = G_1 c_{p1} (t_{1н} - t_{1к}) = G_2 c_{p2} (t_{2к} - t_{2н}),$$

где  $G_1$ ,  $G_2$  – массовые расходы уксусной кислоты и воды, соответственно;  $Q$  – тепловая нагрузка аппарата.

По левой части уравнения теплового баланса рассчитываем тепловую нагрузку аппарата, так как расход, начальная и конечная температуры уксусной кислоты нам известны. Для этого переведем массовый расход уксусной кислоты в «СИ»

$$G_1 = 1,8 \text{ т/ч} = 1,8 \cdot 1000 \text{ кг} / 3600 \text{ с} = 0,5 \text{ кг/с}.$$

Тепловая нагрузка аппарата:

$$Q = G_1 c_{p1} (t_{1н} - t_{1к}) = 0,5 \cdot 2179 (68 - 40) = 30506 \text{ Вт}.$$

Расход воды находим из правой части уравнения теплового баланса

$$G_2 = Q / (c_{p2} (t_{2к} - t_{2н})) = 30506 / (4183 (30 - 15)) = 0,4862 \text{ кг/с}.$$

#### **4.2.4. Выбор диаметра труб и расчет критерия Рейнольдса**

Для достижения турбулентного режима течения и в трубах, и в кольцевом зазоре имеет смысл направлять более вязкий теплоноситель в трубное пространство. В данном случае более вязкую воду направляем по трубам, а менее вязкую уксусную кислоту – по кольцевому зазору. При сопоставимых коэффициентах вязкости теплоносителей в трубы направляют горячий теплоноситель, так как в этом случае потери теплоты от внешней стенки в окружающую среду будут минимальны.

При выборе диаметра следует руководствоваться критерием Рейнольдса. При  $Re < 10000$  коэффициент теплоотдачи будет мал и, следовательно, уменьшится эффективность теплообмена. При  $Re > 25000$  из-за гидравлического сопротивления возрастет стоимость насоса необходимого для прокачки теплоносителя и потребляемая им мощность. Оптимальное значение критерия Рейнольдса для теплообменных процессов лежит в области  $15000 \div 17000$ .

Теплообменники типа «труба в трубе» бывают одно-, двух- и многопоточные. Число потоков  $n$  выбирается в зависимости от расхода теплоносителей. В данном примере будут рассмотрены только одно- и двухпоточные теплообменники. В случае если расходы теплоносителей достаточно высоки, доступны 3, 5, 7, 12 и 22 поточные теплообменники (см. табл.10 приложения).

#### **Вариант 1 – однопоточный теплообменник ( $n = 1$ )**

По табл.9 приложения задаемся диаметром теплообменных труб 48x4 мм. В этом случае эквивалентный диаметр будет равен

$$d_{\text{экв}2} = d_{\text{вн}} = 0,048 - 0,004 \cdot 2 = 0,04 \text{ м,}$$

а площадь сечения

$$S_2 = 0,785 d_{\text{вн}}^2 n = 0,785 \cdot 0,04^2 \cdot 1 = 1,257 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Находим скорость движения воды в трубах

$$W_2 = G_2 / (\rho_2 S_2) = 0,4862 / (998,2 \cdot 1,257 \cdot 10^{-3}) = 0,3876 \text{ м/с}$$

и критерий Рейнольдса

$$Re_2 = W_2 d_{\text{эKB2}} \rho_2 / \mu_2 = 0,3876 \cdot 0,04 \cdot 998,2 / 1,004 \cdot 10^{-3} = 15414.$$

Выбираем наименьший из предложенных в табл.9 приложения диаметр трубы кожуха (76x4 мм) и рассчитываем аналогичные параметры для уксусной кислоты в кольцевом зазоре:

$$d_{\text{эKB1}} = D_{\text{вн}} - d_{\text{н}} = (0,076 - 0,004 \cdot 2) - 0,048 = 0,02 \text{ м},$$

$$S_1 = 0,785 (D_{\text{вн}}^2 - d_{\text{н}}^2) \cdot n = 0,785 \cdot ((0,076 - 0,004 \cdot 2)^2 - 0,048^2) \cdot 1 = 1,822 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$W_1 = G_1 / (\rho_1 S_1) = 0,5 / (1004 \cdot 1,822 \cdot 10^{-3}) = 0,2733 \text{ м/с},$$

$$Re_1 = W_1 d_{\text{эKB1}} \rho_1 / \mu_1 = 0,2733 \cdot 0,02 \cdot 1004 / 7 \cdot 10^{-4} = 7840.$$

Так как критерий Рейнольдса для уксусной кислоты меньше 10000, а диаметр кожуха и так взят минимальный, выбираем меньший диаметр теплообменных труб (38x3,5 мм) и кожуха (57x4 мм).

$$d_{\text{эKB2}} = d_{\text{вн}} = 0,038 - 0,0035 \cdot 2 = 0,031 \text{ м},$$

$$S_2 = 0,785 d_{\text{вн}}^2 \cdot n = 0,785 \cdot 0,031^2 \cdot 1 = 0,755 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$W_2 = G_2 / (\rho_2 S_2) = 0,4862 / (998,2 \cdot 0,755 \cdot 10^{-3}) = 0,6453 \text{ м/с},$$

$$Re_2 = W_2 d_{\text{эKB2}} \rho_2 / \mu_2 = 0,6453 \cdot 0,031 \cdot 998,2 / 1,004 \cdot 10^{-3} = 19889;$$

$$d_{\text{эKB1}} = D_{\text{вн}} - d_{\text{н}} = (0,057 - 0,004 \cdot 2) - 0,038 = 0,011 \text{ м},$$

$$S_1 = 0,785 (D_{\text{вн}}^2 - d_{\text{н}}^2) \cdot n = 0,785 \cdot ((0,057 - 0,004 \cdot 2)^2 - 0,038^2) \cdot 1 = 0,752 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$W_1 = G_1 / (\rho_1 S_1) = 0,5 / (1004 \cdot 0,752 \cdot 10^{-3}) = 0,6626 \text{ м/с},$$

$$Re_1 = W_1 d_{\text{эKB1}} \rho_1 / \mu_1 = 0,6626 \cdot 0,011 \cdot 1004 / 7 \cdot 10^{-4} = 10454.$$

Критерии Рейнольдса обоих теплоносителей больше 10000, поэтому данный теплообменник нам подходит.

#### **4.2.5. Расчет критериев Нуссельта и коэффициентов теплоотдачи**

Вода движется в турбулентном режиме внутри труб, поэтому применимо следующее критериальное уравнение

$$Nu_2 = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr / Pr_{\text{ст}})^{0,25} = 0,021 \cdot 19889^{0,8} \cdot 7,011^{0,43} = 133,3,$$

где  $(Pr / Pr_{\text{ст}})$  в первом приближении примем равным 1.

Движение уксусной кислоты в кольцевом зазоре характеризует уравнение

$$Nu_1 = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} (D_{\text{вн}} / d_{\text{н}})^{0,25} = 0,023 \cdot 10454^{0,8} \cdot 9,301^{0,4} \cdot (0,049 / 0,038)^{0,25} = 98,2.$$

Находим коэффициенты теплоотдачи

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \lambda_1 / d_{эKB1} = 98,2 \cdot 0,164 / 0,011 = 5348 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \lambda_2 / d_{эKB2} = 133,3 \cdot 0,599 / 0,031 = 705,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

#### 4.2.6. Расчет коэффициента теплопередачи

Находим тепловое сопротивление стенки

$$\Sigma \delta / \lambda = r_1 + \delta_{ст} / \lambda_{ст} + r_2 = 1/5800 + 0,0035/15,5 + 1/2900 = 7,43 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт},$$

где  $\delta_{ст} = 0,0035 \text{ м}$  – толщина стенки теплообменной трубки;

$\lambda_{ст} = 15 \div 16 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  – теплопроводность стали 12Х18Н10Т [1];

$1/r_1 = 5800 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  – тепловое сопротивление загрязнений стенок со стороны уксусной кислоты (см. табл.2 приложения);

$1/r_2 = 2900 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  – тепловое сопротивление загрязнений стенок со стороны воды (см. табл.2 приложения).

Рассчитываем коэффициент теплопередачи

$$K = (1/\alpha_1 + \Sigma \delta / \lambda + 1/\alpha_2)^{-1} = (1/5348 + 7,43 \cdot 10^{-4} + 1/705,2)^{-1} = 425,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

#### 4.2.7. Расчет температуры стенок труб

$$t_{ст1} = t_1 - K \Delta t_{cp} / \alpha_1 = 54 - 425,9 \cdot 31,5 / 5348 = 51,5 \text{ }^\circ\text{С},$$

$$t_{ст2} = t_2 + K \Delta t_{cp} / \alpha_2 = 22,5 + 425,9 \cdot 31,5 / 705,2 = 41,5 \text{ }^\circ\text{С}.$$

#### 4.2.8. Уточнение коэффициента теплопередачи

Находим свойства теплоносителей при температуре стенки и уточняем коэффициенты теплоотдачи.

Таблица 4.2. Теплофизические свойства теплоносителей

Индекс	Теплоноситель	t, °С	c <sub>p</sub> , Вт/(кг·К)	λ, Вт/(м·К)	μ, Па·с	Pr
1	Уксусная кислота	51,5	2137	0,1665	8 · 10 <sup>-4</sup>	10,27
2	Вода	41,5	4174	0,635	6,55 · 10 <sup>-4</sup>	4,31

$$Pr_{ст1} = c_{p ст1} \mu_{ст1} / \lambda_{ст1} = 2137 \cdot 8 \cdot 10^{-4} / 0,1665 = 10,27;$$

$$\alpha_1^* = \alpha_1 \cdot (Pr_1 / Pr_{ст1})^{0,25} = 5348 \cdot (9,301 / 10,27)^{0,25} = 5217 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$\alpha_2^* = \alpha_2 \cdot (Pr_2 / Pr_{ст2})^{0,25} = 705,1 \cdot (7,011 / 4,31)^{0,25} = 796,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Уточняем коэффициент теплопередачи

$$K^* = (1/\alpha_1^* + \Sigma \delta / \lambda + 1/\alpha_2^*)^{-1} = (1/5217 + 7,43 \cdot 10^{-4} + 1/796,4)^{-1} = 456,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

и температуры стенок

$$t_{ст1}^* = t_1 - K^* \Delta t_{cp} / \alpha_1^* = 54 - 456,5 \cdot 31,5 / 5217 = 51,2 \text{ }^\circ\text{С},$$

$$t_{ст 2}^* = t_2 + K^* \Delta t_{cp} / \alpha_2^* = 22,5 + 425,9 \cdot 31,5 / 796,4 = 40,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Расхождения с предыдущими значениями составляют

$$|t_{ст 1}^* - t_{ст1}| / t_{ст 1}^* = |51,2 - 51,5| / 51,2 = 0,48 \text{ } \%,$$

$$|t_{ст 2}^* - t_{ст2}| / t_{ст 2}^* = |40,6 - 41,5| / 40,6 = 2,38 \text{ } \%.$$

Так как отклонения температур стенок не превышают 5%, то дальнейших уточнений не требуется. В противном случае следует повторить пункт 4.2.8 для уточненных температур.

#### **4.2.9. Расчет площади поверхности теплообмена**

$$F = Q / (K^* \Delta t_{cp}) = 30506 / (456,5 \cdot 31,5) = 2,121 \text{ м}^2.$$

#### **4.2.10. Расчет необходимого количества элементов**

На выбор длины теплообменника обычно влияет только размер стены, к которой планируется крепить аппарат. В данном случае в задании указано, что длина  $L = 3$  м. По табл.9 приложения находим площадь поверхности одного элемента  $f = 0,36 \text{ м}^2$ . Значит, аппарат будет состоять из

$$N = F / f = 2,121 / 0,36 = 5,89 \approx 6 \text{ элементов,}$$

округление всегда в большую сторону, а площадь поверхности составит

$$F_{ст} = N f = 6 \cdot 0,36 = 2,16 \text{ м}^2.$$

Запас по поверхности составит

$$\Delta = (2,16 - 2,121) / 2,16 = 1,79 \text{ } \%,$$

что не попадает в рекомендуемый интервал 15÷30 %. Если взять 7 элементов,

$$F_{ст} = N f = 7 \cdot 0,36 = 2,52 \text{ м}^2,$$

$$\Delta = (2,52 - 2,121) / 2,52 = 15,8 \text{ } \%.$$

### **Вариант 2 – двухпоточный теплообменник (n = 2)**

#### **4.2.4. Выбор теплообменника и расчет критерия Рейнольдса**

Так как площадь сечения будет больше, чем в случае 1 потока, выбираем меньший диаметр теплообменных труб (25x3 мм) и кожуха (57x4 мм).

$$d_{эKB2} = d_{BH} = 0,025 - 0,003 \cdot 2 = 0,019 \text{ м,}$$

$$S_2 = 0,785 d_{BH}^2 n = 0,785 \cdot 0,019^2 \cdot 2 = 0,567 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$W_2 = G_2 / (\rho_2 S_2) = 0,4862 / (998,2 \cdot 0,567 \cdot 10^{-3}) = 0,8589 \text{ м/с,}$$



$$Re_2 = W_2 d_{\text{эKB2}} \rho_2 / \mu_2 = 0,8589 \cdot 0,019 \cdot 998,2 / 1,004 \cdot 10^{-4} = 16226;$$

$$d_{\text{эKB1}} = D_{\text{BH}} - d_{\text{H}} = (0,057 - 0,004 \cdot 2) - 0,025 = 0,024 \text{ м},$$

$$S_1 = 0,785 (D_{\text{BH}}^2 - d_{\text{H}}^2) \cdot n = 0,785 \cdot ((0,057 - 0,004 \cdot 2)^2 - 0,025^2) \cdot 2 = 2,79 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$W_1 = G_1 / (\rho_1 S_1) = 0,5 / (1004 \cdot 2,79 \cdot 10^{-3}) = 0,1785 \text{ м/с},$$

$$Re_1 = W_1 d_{\text{эKB1}} \rho_1 / \mu_1 = 0,1785 \cdot 0,024 \cdot 1004 / 7 \cdot 10^{-4} = 6145.$$

Повысить критерий Рейнольдса для уксусной кислоты в кольцевом зазоре не представляется возможным, так как заданы минимальные доступные диаметры.

#### **4.2.5. Расчет критериев Нуссельта и коэффициентов теплоотдачи**

Вода движется в турбулентном режиме внутри труб, поэтому применимо следующее критериальное уравнение:

$$Nu_2 = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr / Pr_{\text{CT}})^{0,25} = 0,021 \cdot 16226^{0,8} \cdot 7,011^{0,43} = 113,3,$$

где  $(Pr / Pr_{\text{CT}})$  в первом приближении примем равным 1.

Движение уксусной кислоты в кольцевом зазоре характеризует уравнение

$$Nu_1 = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} (D_{\text{BH}} / d_{\text{H}})^{0,25} = 0,023 \cdot 6145^{0,8} \cdot 9,301^{0,4} \cdot (0,049 / 0,025)^{0,25} = 71,3.$$

Находим коэффициенты теплоотдачи

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \lambda_1 / d_{\text{эKB1}} = 71,3 \cdot 0,164 / 0,024 = 1779 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \lambda_2 / d_{\text{эKB2}} = 113,3 \cdot 0,599 / 0,019 = 977,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

#### **4.2.6. Расчет коэффициента теплопередачи**

$$\Sigma \delta / \lambda = r_1 + \delta_{\text{CT}} / \lambda_{\text{CT}} + r_2 = 1/5800 + 0,003/15,5 + 1/2900 = 7,11 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт},$$

$$K = (1/\alpha_1 + \Sigma \delta / \lambda + 1/\alpha_2)^{-1} = (1/1779 + 7,11 \cdot 10^{-4} + 1/977,6)^{-1} = 435,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

#### **4.2.7. Расчет температуры стенок труб**

$$t_{\text{CT1}} = t_1 - K \Delta t_{\text{CP}} / \alpha_1 = 54 - 435,6 \cdot 31,5 / 1779 = 46,3 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$t_{\text{CT2}} = t_2 + K \Delta t_{\text{CP}} / \alpha_2 = 22,5 + 435,6 \cdot 31,5 / 977,6 = 36,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

#### **4.2.8. Уточнение коэффициента теплопередачи**

Находим свойства теплоносителей при температуре стенки и уточняем коэффициенты теплоотдачи.

Таблица 4.3. Теплофизические свойства теплоносителей

Индекс	Теплоноситель	$t_{ст}, ^\circ\text{C}$	$c_{p\ ст}, \text{ВТ}/(\text{кг}\cdot\text{К})$	$\lambda_{ст}, \text{ВТ}/(\text{м}\cdot\text{К})$	$\mu_{ст}, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\text{Pr}_{ст}$
1	Уксусная кислота	46,3	2116	0,1678	$8,5\cdot 10^{-4}$	10,72
2	Вода	36,5	4174	0,6265	$7,32\cdot 10^{-4}$	4,88

$$\text{Pr}_{ст1} = c_{p\ ст1} \mu_{ст1} / \lambda_{ст1} = 2116 \cdot 8,5 \cdot 10^{-4} / 0,1678 = 10,72;$$

$$\alpha_1^* = \alpha_1 \cdot (\text{Pr}_1 / \text{Pr}_{ст1})^{0,25} = 1779 \cdot (9,301 / 10,72)^{0,25} = 1717 \text{ ВТ}/(\text{м}^2\cdot\text{К}),$$

$$\alpha_2^* = \alpha_2 \cdot (\text{Pr}_2 / \text{Pr}_{ст2})^{0,25} = 977,6 \cdot (7,011 / 4,88)^{0,25} = 1070 \text{ ВТ}/(\text{м}^2\cdot\text{К}).$$

Уточняем коэффициент теплопередачи

$$K^* = (1/\alpha_1^* + \Sigma \delta/\lambda + 1/\alpha_2^*)^{-1} = (1/1717 + 7,11 \cdot 10^{-4} + 1/1070)^{-1} = 448,9 \text{ ВТ}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$$

и температуры стенок

$$t_{ст1}^* = t_1 - K^* \Delta t_{cp} / \alpha_1^* = 54 - 448,9 \cdot 31,5 / 1717 = 46,8 ^\circ\text{C},$$

$$t_{ст2}^* = t_2 + K^* \Delta t_{cp} / \alpha_2^* = 22,5 + 448,9 \cdot 31,5 / 1070 = 35,7 ^\circ\text{C}.$$

Расхождения с предыдущими значениями составляют

$$|t_{ст1}^* - t_{ст1}| / t_{ст1}^* = |46,8 - 46,3| / 46,8 = 1,14 \%,$$

$$|t_{ст2}^* - t_{ст2}| / t_{ст2}^* = |35,7 - 36,5| / 35,7 = 2,30 \%.$$

Так как отклонения температур стенок не превышают 5%, то дальнейших уточнений не требуется.

#### 4.2.9. Расчет площади поверхности теплообмена

$$F = Q / (K^* \Delta t_{cp}) = 30506 / (448,9 \cdot 31,5) = 2,157 \text{ м}^2.$$

#### 4.2.10. Расчет необходимого количества элементов

Принимаем длину теплообменных труб  $L = 3$  м, тогда площадь поверхности одного элемента  $f = 0,94 \text{ м}^2$  (приложение 6). Значит, аппарат будет состоять из  $N = F / f = 2,157 / 0,94 = 2,29 \approx 3$  элементов, а площадь поверхности составит  $F_{ст} = N f = 3 \cdot 0,94 = 2,82 \text{ м}^2$ .

Запас по поверхности составит  $\Delta = (2,82 - 2,157) / 2,82 = 23,5 \%$ .

#### 4.2.11. Выбор теплообменника

Двухпоточный теплообменник «труба в трубе», состоящий из 3 элементов с трубами кожуха 57х4, будет обладать меньшими габаритами, нежели однопоточный из 7 элементов с трубами кожуха 57х4, собранных в 2

вертикальные секции. Поэтому дальнейшие расчеты будут произведены на примере двухпоточного теплообменника.

### 4.3. Гидравлический расчет

#### 4.3.1. Расчет диаметра штуцеров

Для ледяной уксусной кислоты рекомендуемая скорость в штуцере зависит от коэффициента кинематической вязкости

$$\nu_1 = \mu_1 / \rho_1 = 7 \cdot 10^{-4} / 1004 = 6,97 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$$

и составляет  $1,5 \div 2,5$  м/с (табл.12 приложения). Примем  $W_{шт1} = 2$  м/с, тогда

$$d_{шт1} = (4 G_1 / (\pi \rho_1 W_{шт1}))^{0,5} = (4 \cdot 0,5 / (3,14 \cdot 1004 \cdot 2))^{0,5} = 0,0178 \text{ м.}$$

Принимаем диаметр штуцеров по трубной части  $d_{шт2} = 0,02$  м.

Уточняем скорость уксусной кислоты в штуцере:

$$W_{шт1} = 4 G_1 / (\pi d_{шт1}^2 \rho_1) = 4 \cdot 0,5 / (3,14 \cdot 0,02^2 \cdot 1004) = 1,59 \text{ м/с,}$$

что попадает в рекомендуемый интервал скоростей.

Для охлаждающей воды рекомендуемая скорость в штуцере составляет  $1 \div 2$  м/с (табл.12 приложения). Примем  $W_{шт2} = 1,5$  м/с, тогда

$$d_{шт2} = (4 G_2 / (\pi \rho_2 W_{шт2}))^{0,5} = (4 \cdot 0,486 / (3,14 \cdot 998,2 \cdot 1,5))^{0,5} = 0,0203 \text{ м.}$$

Принимаем диаметр штуцеров для подачи воды  $d_{шт2} = 0,02$  м.

Уточняем скорость конденсата пара в штуцере:

$$W_{шт2} = 4 G_2 / (\pi d_{шт2}^2 \rho_2) = 4 \cdot 0,486 / (3,14 \cdot 0,020^2 \cdot 998,2) = 1,55 \text{ м/с,}$$

что попадает в рекомендуемый интервал скоростей.

#### 4.3.2. Расчет гидравлического сопротивления трубной части

Скорость воды в трубах  $W_2 = 0,6453$  м/с, а критерий Рейнольдса  $Re_2 = 19889$ . Примем абсолютную шероховатость труб  $\Delta = 0,2$  мм =  $2 \cdot 10^{-4}$  м, тогда относительная шероховатость

$$e_2 = \Delta / d_{экр2} = 2 \cdot 10^{-4} / 0,031 = 6,452 \cdot 10^{-3}.$$

Значение критерия Рейнольдса лежит в области гидравлически шероховатых труб  $20/e_2 < Re_2 < 500/e_2$ , так как  $3100 < 19889 < 77500$ , поэтому значение коэффициента трения можно найти по формуле

$$\lambda_{тр2} = 0,11 (68 / Re_2 + e_2)^{0,25} = 0,11 (68 / 19889 + 6,452 \cdot 10^{-3})^{0,25} = 0,0347.$$

Также коэффициент трения при  $Re > 2320$  приближенно может быть найден по уравнению

$$\lambda_{\text{тр}2} = 0,25 \{ \lg[e_2 / 3,7 + (6,81 / Re_2)^{0,9}] \}^{-2} =$$

$$= 0,25 \{ \lg[6,452 \cdot 10^{-3} / 3,7 + (6,81 / 19889)^{0,9}] \}^{-2} = 0,0369.$$

Гидравлическое сопротивление трубного пространства можно найти по формуле

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с.}},$$

где  $\Delta P_{\text{тр}}$  – гидравлическое сопротивление трения внутри труб,  $\Delta P_{\text{м.с.}}$  – гидравлическое сопротивление на местных сопротивлениях внутри аппарата зависящее от суммы местных сопротивлений  $\Sigma \zeta$ .

Таблица 4.4. Ориентировочные коэффициенты местного сопротивления

Вид местного сопротивления	$\zeta$
Входная и выходная камера (удар и поворот)	1,5
Поворот на 180° между ходами и секциями	2,5
Поворот на 180° через колено	2
Вход в трубы или выход из них	1
Вход в межтрубное пространство под углом 90° к рабочему потоку	1,5
Выход из межтрубного пространства под углом 90° к рабочему потоку	1
Поворот на 90° в межтрубном пространстве	1

Таблица 4.5. Сумма коэффициентов местного сопротивления

Элемент теплообменника	$\Sigma \zeta$
Трубная часть неразборного	$1,0 + 1,0 + 2(N - 1) = 2N$
Трубная часть разборного	$(1,5 + 1,0 + 2,0 + 1,0 + 1,5)N = 7N$
Межтрубная часть неразборного	$(1,0 + 1,0)N = 2N$
Межтрубная часть разборного	$(1,5 + 1,0 + 2,5 + 1,0 + 1,5)N = 7,5N$

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}2} (LN/d_{\text{эKB}2}) (W_2^2 \rho_2 / 2) = 0,0347 \cdot (4 \cdot 3 / 0,031) \cdot (0,6453^2 \cdot 998,2 / 2) = 2790 \text{ Па},$$

$$\Delta P_{\text{м.с.}} = \Sigma \zeta (W_2^2 \rho_2 / 2) = 7 \cdot 3 \cdot (0,6453^2 \cdot 998,2 / 2) = 4365 \text{ Па},$$

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с.}} = 2790 + 4365 = 7154 \text{ Па}.$$

### 4.3.3. Выбор насоса для подачи воды

Требуемый напор

$$H = H_{\text{п}} + (P_2 - P_1) / (\rho g) + (W_2^2 - W_1^2) / (2g) + H_{\text{тр}} + H_{\text{г}}.$$

Потери напора в трубном пространстве теплообменника

$$H_{\text{п}} = \Delta P_{\text{тр}} / (\rho g) = 7154 / (998,2 \cdot 9,81) = 0,73 \text{ м}.$$

Примем потери напора в подводящем трубопроводе  $H_{тр} = 2$  м.

Геометрическая высота подъема  $H_r$  жидкости зависит от места установки теплообменника. В случае теоретических расчетов допустимо принять  $H_r = 1$  м.

Примем, что вода перекачивается в теплообменник из открытой емкости, т.е.

$P_1 = 1$  атм, тогда пьезометрический напор  $(P_2 - P_1) / (\rho g) = 0$ . Примем диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов одинаковыми, тогда  $W_2 = W_1$  и скоростной напор  $(W_2^2 - W_1^2) / (2g) = 0$ .

С учетом допущений требуемый напор составит

$$H_2 = H_{п} + H_{тр} + H_r = 0,73 + 2 + 1 = 3,73 \text{ м.}$$

Объемный расход воды можно найти

$$Q_2 = G_2 / \rho_2 = 0,486 / 998,2 = 4,87 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с.}$$

По объемному расходу и напору в табл.13 приложения выбираем центробежный насос марки X8/18 с подачей  $2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  и напором 11,3 м с электродвигателем типа АО2-31-2 с потребляемой мощностью 3 кВт.

#### ***4.3.4. Расчет гидравлического сопротивления межтрубного пространства теплообменника***

Примем абсолютную шероховатость труб  $\Delta = 0,2 \text{ мм} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ , тогда относительная шероховатость

$$e_1 = \Delta / d_{\text{экв1}} = 2 \cdot 10^{-4} / 0,011 = 0,0182.$$

Значение критерия Рейнольдса лежит в области гидравлически шероховатых труб  $20/e_1 < Re_1 < 500/e_1$ , так как  $1100 < 10454 < 27500$ , поэтому значение коэффициента трения можно найти по формуле

$$\lambda_{тр1} = 0,11 (68 / Re_1 + e_1)^{0,25} = 0,11 (68 / 10454 + 0,0182)^{0,25} = 0,0436.$$

Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства:

$$\Delta P_{тр} = \lambda_{тр1} (LN/d_{\text{экв1}}) (W_1^2 \rho_1 / 2) = 0,0436 \cdot (4 \cdot 3 / 0,011) \cdot (0,6626^2 \cdot 1004 / 2) = 10483 \text{ Па,}$$

$$\Delta P_{\text{м.с.}} = \Sigma \zeta (W_1 \rho_1 / 2) = 7,5 \cdot 3 \cdot (0,6626^2 \cdot 1004 / 2) = 4959 \text{ Па,}$$

$$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_{\text{м.с.}} = 10483 + 4959 = 15441 \text{ Па.}$$

#### ***4.3.5. Выбор насоса для подачи уксусной кислоты***

Требуемый напор:

$$H_{п} = \Delta P_{тр} / (\rho g) = 15441 / (1004 \cdot 9,81) = 1,57 \text{ м,}$$

$$H_1 = H_{\text{п}} + H_{\text{тр}} + H_{\text{г}} = 1,57 + 2 + 1 = 4,57 \text{ м.}$$

Объемный расход уксусной кислоты

$$Q_1 = G_1 / \rho_1 = 0,5 / 1004 = 4,98 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с.}$$

По объемному расходу и напору в табл.13 приложения выбираем центробежный насос марки X8/18 с подачей  $2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  и напором 11,3 м с электродвигателем типа АО2-31-2 с потребляемой мощностью 3 кВт.

#### 4.4. Расчет тепловой изоляции

Принимаем допустимую температуру наружной поверхности стенки  $t_{\text{ст.в}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ , температуру окружающего воздуха  $t_{\text{в}} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ , тогда толщина тепловой изоляции составит

$$\delta_{\text{из}} = \lambda_{\text{из}} (t_{\text{р}} - t_{\text{ст.в}}) / (\alpha_{\text{в}} (t_{\text{ст.в}} - t_{\text{в}})),$$

где  $\lambda_{\text{из}}$  – коэффициент теплопроводности теплоизоляционного материала,  $\alpha_{\text{в}}$  – коэффициент теплоотдачи от наружной стенки корпуса в окружающую среду.

Теплоизоляционный материал выбирается по предельной температуре в табл.11 приложения. Предельная температура должна превышать рабочую. Но, чем выше предельная температура теплоизоляции, тем дороже материал, поэтому данный параметр имеет смысл выбирать близким к рабочей температуре. В нашем случае в межтрубном пространстве  $t_{\text{р}} = t_1 = 68 \text{ }^\circ\text{C}$ , поэтому в качестве теплоизоляционного материала подходит пенопласт с  $t_{\text{пр}} = 130 \text{ }^\circ\text{C}$  и

$$\lambda_{\text{из}} = 0,033 + 0,00021 t_{\text{ср}}.$$

$$t_{\text{ср}} = (t_{\text{р}} + t_{\text{ст.в}}) / 2 = (68 + 40) / 2 = 54 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\lambda_{\text{из}} = 0,033 + 0,00021 t_{\text{ср}} = 0,033 + 0,00021 \cdot 54 = 0,0443 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К}).$$

Коэффициент теплоотдачи от наружной стенки в окружающую среду может быть найден по приближенной формуле

$$\alpha_{\text{в}} = 9,74 + 0,07 (t_{\text{ст.в}} - t_{\text{в}}) = 9,74 + 0,07 (40 - 18) = 11,28 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}).$$

Таким образом, необходимая толщина тепловой изоляции составит

$$\delta_{\text{из}} = \lambda_{\text{из}} (t_{\text{р}} - t_{\text{ст.в}}) / (\alpha_{\text{в}} (t_{\text{ст.в}} - t_{\text{в}})) = 0,0443 (68 - 40) / (11,28 (40 - 18)) = 0,005 \text{ м.}$$

## 5. МЕТОДИКА ПОДБОРА ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛООБМЕННИКА

Задачей конструктивного расчета теплообменных аппаратов является определение их основных размеров. Конструктивный расчет выполняется на основании типа выбранного аппарата и внутреннего диаметра его кожуха (корпуса).

В качестве примера рассмотрим кожухотрубчатый теплообменник с поверхностью теплообмена  $F = 126 \text{ м}^2$ , в котором рабочая среда агрессивная, давление атмосферное, а максимальная температура достигает  $110^\circ\text{С}$ .

Параметры теплообменника:

- диаметр кожуха (обечайки)  $D = 600\text{мм}$ ,
- общее число труб  $n = 334$ ,
- диаметр труб  $d_n = 20 \times 2 \text{ мм}$ ,
- число ходов  $z = 4$ ,
- длина труб  $L_T = 6 \text{ м}$ .

Основными элементами кожухотрубного теплообменника являются: кожух (корпус), трубный пучок, трубные решетки, камеры-крышки, фланцы, патрубки (штуцера), опоры.

### 5.1. Расчет толщины стенки кожуха аппарата

Кожух аппарата сваривают в виде цилиндра из одного или нескольких стальных листов. Толщина стенки кожуха определяется максимальным давлением рабочей среды в межтрубном пространстве и диаметром аппарата:

$$\delta = \frac{P \cdot D}{2[\sigma] \cdot \varphi_{ш} - P} + C_{кор}$$

Давление в аппарате атмосферное  $P = P_{атм} \approx 0,1 \text{ МПа}$ ; диаметр обечайки  $D = 0,6 \text{ м}$ ; коэффициент сварного шва (для автоматической двухсторонней сварки)  $\varphi_{ш} = 0,9$ .

Прибавка на коррозию материала при скорости коррозии  $\Pi = 0,1 \left( \frac{\text{мм}}{\text{год}} \right)$  за время эксплуатации  $T_{эксп} = 10 \text{ лет}$ :

$$C_{кор} = \Pi \cdot T_{эсп} = 0,1 \cdot 10 = 1 \text{ мм} = 0,001 \text{ м.}$$

Принимаем материал аппарата – нержавеющая (легированная) сталь типа 03X18H11 с нормативными допускающими напряжениями при  $t = 110^{\circ} \text{C}$

$$\sigma^* = 130 \text{ МПа} .$$

Допускаемое напряжение с учетом аварийных ситуаций (взрывопожароопасности) составит:

$$[\sigma] = \sigma^* \cdot \eta = 130 \cdot 0,9 = 117 \text{ МПа} .$$

Тогда минимальная толщина стенки кожуха составляет:

$$\delta = \frac{0,1 \cdot 0,6}{2 \cdot 117 \cdot 0,9 - 1} + 0,001 = 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 1,3 \text{ мм}.$$

По данным справочника [1] принимаем стандартную толщину стенки кожуха  $\delta = 3 \text{ мм}$ .

## 5.2. Выбор днищ и крышек камер аппарата

*Днища и крышки камер* могут быть эллиптическими штампованными, коническими и реже – плоскими.

Одной из рациональных форм днищ (с точки зрения восприятия давления) является эллиптическая. Стандартизированные и нормализованные штампованные эллиптические днища следует применять в соответствующих по материалу цилиндрических аппаратах вертикального и горизонтального исполнения, работающих под наливом и атмосферным давлением.

Конические днища независимо от давления применяются главным образом в вертикальных цилиндрических аппаратах, в нижней части их, преимущественно для жидких сред и сыпучих материалов, при необходимости непрерывного или периодического полного удаления содержимого аппарата через нижний штуцер.

Плоские днища по сравнению с эллиптическими являются менее рациональными с точки зрения восприятия давления, поскольку при прочих равных условиях толщина стенки плоских днищ, подверженных давлению, исходя из прочности, получается большей, чем у соответствующих



эллиптических днищ. Плоские днища следует применять в сварной вертикальной аппаратуре, работающей под наливом и атмосферным давлением, при установке аппарата днищем на сплошное основание, а также в тех случаях, когда для данного диаметра аппарата отсутствуют стандартизированные эллиптические днища.

Толщина днищ должна соответствовать толщине стенок корпуса аппарата.

Исходя из выше описанных требований, принимаем для камер аппарата отбортованное эллиптическое днище [4].

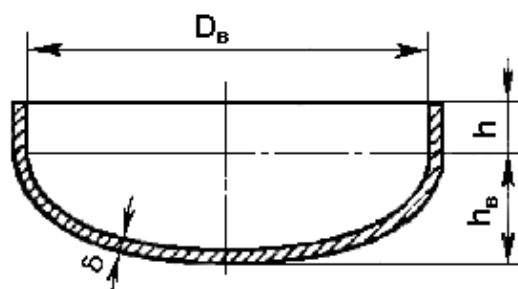


Рис.5.1. Эллиптическое днище:

$D_B = 600 \text{ мм}$  ;  $h = 40 \text{ мм}$ ;  $h_B = 150 \text{ мм}$ ;  $\delta = 3 \text{ мм}$

### 5.3. Выбор фланцев для кожуха аппарата

К цилиндрическим кромкам кожуха приваривают *фланцы* для соединения с крышками или днищами. При конструировании химической аппаратуры следует применять стандартные и нормализованные фланцы. Основные типы фланцевых соединений изображены на рис. 5.2.

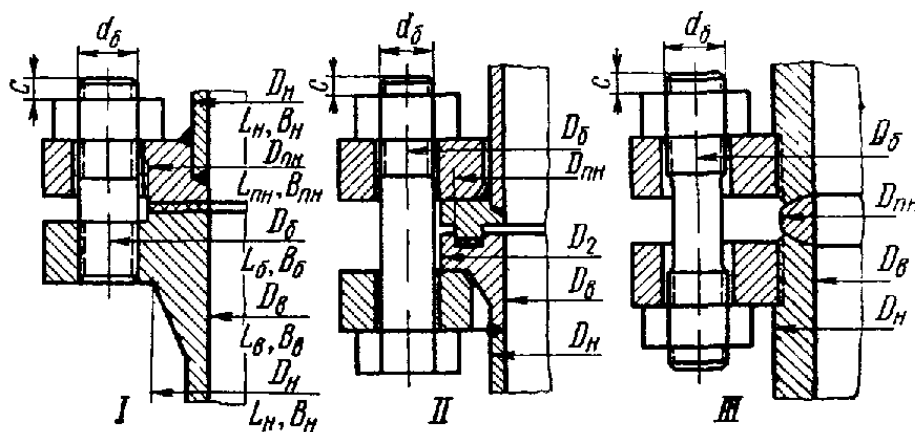


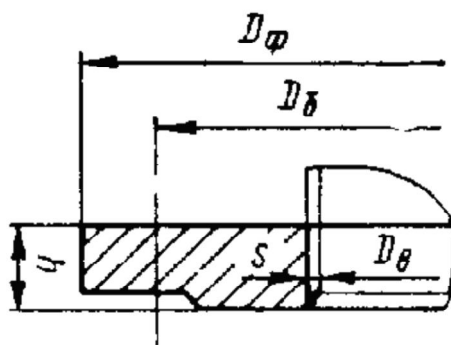
Рис. 5.2. Основные типы фланцевых соединений

Цельные фланцы (*I*) представляют собой одно целое с соединяемыми частями (приварные, литые, кованные), этот вид фланцев самый употребительный в химическом аппаратостроении при низких, средних и отчасти высоких давлениях среды в аппарате.

Свободные фланцы (*II*) целесообразно применять в соединениях стальных труб, работающих при высоких температурах, когда необходимо иметь фланцы из более прочного материала, чем соединяемые части.

Резьбовые фланцы (*III*) применяются главным образом при высоких давлениях.

Выбор конструкции фланца производится на основании диаметра корпуса проектируемого аппарата и величины давления рабочей среды внутри него. Для соединения корпуса с крышкой и днищем аппарата по данным справочника [1] принимаем фланцы – плоские приварные:



При  $D_\delta = 600$  мм и  $P = 0,1$  МПа

$D_\phi = 730$  мм;  $D_\delta = 690$  мм;  $h = 25$  мм.

#### 5.4. Расчет трубной решетки

*Трубный пучок* теплообменника может быть собран из гладких стальных бесшовных, латунных или медных прямых или U- и W-образных труб диаметром от нескольких миллиметров до 57 мм и длиной от нескольких сантиметров до 6 - 9 м с диаметром корпуса до 1,4 м и более. Внедряются, особенно в холодильной технике и на транспорте, образцы кожухотрубчатых и секционных теплообменников с низкими накатными продольными, радиальными и спиральными ребрами.

В зависимости от конструкции пучка как гладкие, так и накатные трубы закрепляют в одной или двухтрубных решетках (рис. 5.3) развальцовкой (а), разбортовкой (б), развальцовкой с канавками (в), сваркой, спайкой (г, д) или сальниковыми соединениями (е). Из всех перечисленных способов реже всего применяют более сложные и дорогостоящие сальниковые уплотнения, допускающие при тепловых удлинениях продольное перемещение труб.

Размещение труб в трубных решетках (рис.5.3) может быть осуществлено несколькими способами: шахматное – по сторонам и вершинам правильных шестиугольников (1), коридорное – по сторонам и вершинам квадратов (2), по концентрическим окружностям (3) и по сторонам и вершинам шестиугольников со смещенной на угол  $\beta$  диагональю (4).

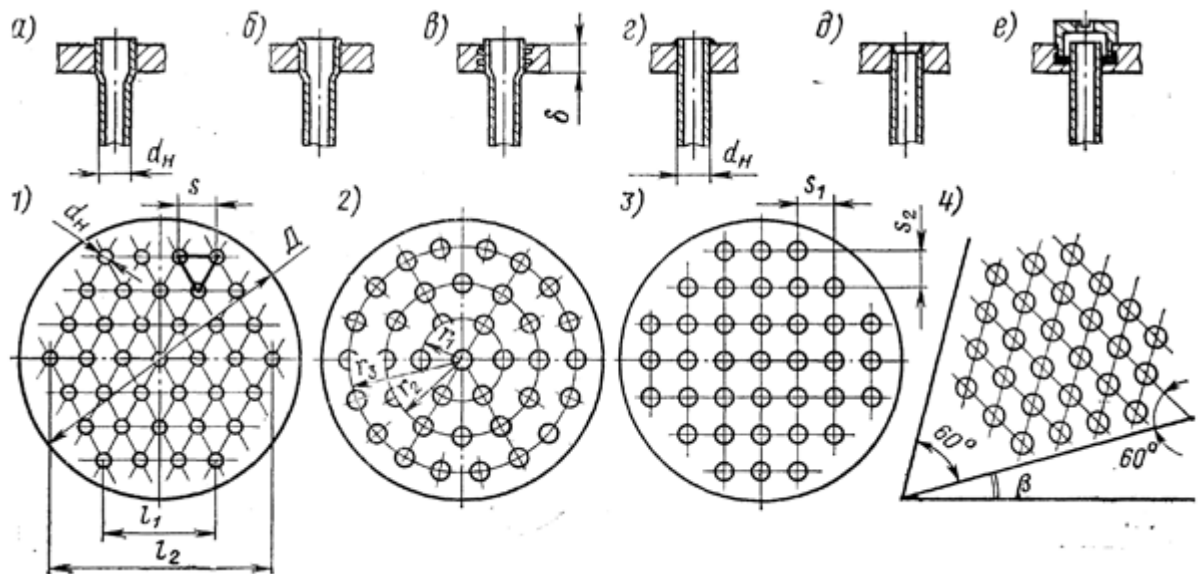


Рис. 5.3. Способы закрепления и размещения труб в трубных решетках

Преимущественно трубы размещаются равномерно на всей площади решетки по сторонам и вершинам правильных шестиугольников, так как при этом способе размещения труб достигается максимальная компактность теплообменника, уменьшается сечение межтрубного пространства теплообменника, что увеличивает скорость движущейся в нем рабочей среды и повышает коэффициент теплопередачи.

В аппаратах, предназначенных для работы на загрязненных жидкостях, часто принимают прямоугольное размещение труб для облегчения очистки межтрубного пространства.

В горизонтальных кожухотрубчатых теплообменниках-конденсаторах с целью уменьшения термического сопротивления на внешней поверхности труб, вызываемого пленкой конденсата, трубы рекомендуется размещать по сторонам и вершинам шестиугольника со смещенной на угол  $\beta$  диагональю, оставляя при этом в межтрубном пространстве свободные проходы для пара.

Соблюдение условий прочности трубной решетки и крепления трубок в ней определяется выбором шага размещения  $t$  и способом крепления. При закреплении труб в трубной решетке развальцовкой шаг  $t$  выбирают в зависимости от наружного диаметра  $d_{нар}$  теплообменных труб:

$$t = (1,3 \div 1,5) \cdot d_{нар}, \text{ но не менее } t = d_{нар} + 6 \text{ мм};$$

$$t = 0,02 + 0,006 = 0,026 \text{ м};$$

$$t = 1,35 \cdot d_{нар} = 1,35 \cdot 0,02 = 0,027 \text{ м}.$$

На рис. 5.4 представлены основные типовые конструкции плоских трубных решеток.

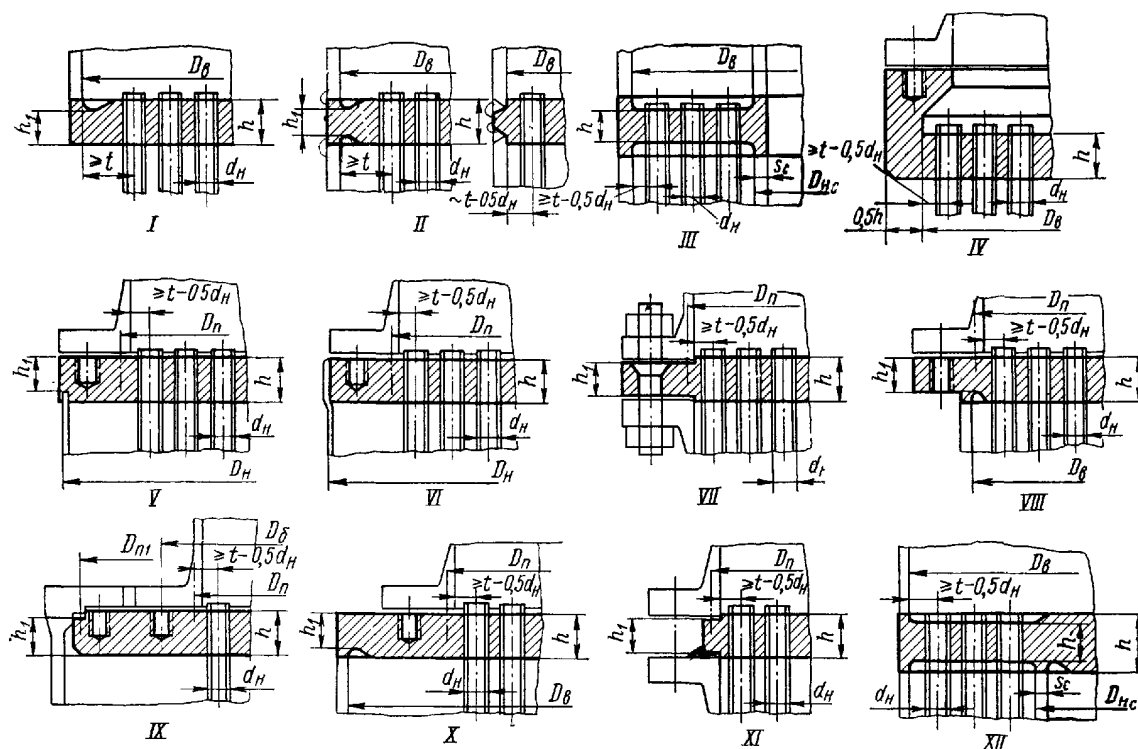


Рис. 5.4. Основные типовые конструкции плоских трубных решеток

Типы I – III, VIII, X и XII представляют собой трубные решетки, привариваемые к кожуху или днищу аппарата. Типы VII – IX и XI – разъемное

соединение трубных решеток с корпусом или крышкой. Типы *V* и *VI* - присоединяемые к кожуху с помощью пайки для аппаратов из меди и латуни. Типы *IV – VI* предусматривают присоединение к трубным решеткам крышек.

Номинальная толщина трубной решетки может быть определена по формуле:

$$\delta = K \cdot D \cdot \sqrt{\frac{P}{\varphi_0 \cdot [\sigma]_u'}}$$

где коэффициенты  $K = 0,47$  и  $D = 0,6$  и  $P = 0,1 \cdot 10^6$  по данным справочника [1];  $[\sigma]_u = 117$  МПа – допускаемое напряжение на изгиб для материала решетки.

Расчет ведем по конструкции трубных решеток типа *VIII* для расположения труб по сторонам шестиугольников.

Число шестиугольников для размещения труб

$$m = \frac{\sqrt{12n - 3} - 3}{6} = \frac{\sqrt{12 \cdot 334 - 3} - 3}{6} = 10.$$

Число труб по диагонали наибольшего шестиугольника составит

$$b = 2m + 1 = 2 \cdot 10 + 1 = 21.$$

Коэффициент ослабления решетки отверстиями

$$\varphi_0 = \frac{D_g - b \cdot d_n}{D_g} = \frac{600 - 21 \cdot 20}{600} = 0,3.$$

Толщина трубной решетки

$$\delta = 0,47 \cdot 0,6 \cdot \sqrt{\frac{0,1 \cdot 10^6}{0,3 \cdot 117 \cdot 10^6}} = 0,015 \text{ м} = 15 \text{ мм}.$$

Для надежного крепления развальцовкой труб внутри решетки применяем ее толщину, равную толщине фланцевого кольца ( $h = 25$  мм).

Ввод и вывод теплоносителей в теплообменный аппарат осуществляется через патрубки (штуцера), которые присоединяются к технологическим трубопроводам при помощи соответствующих фланцев.

### 5.5. Выбор фланцевых соединений для штуцеров

Ориентировочный диаметр штуцера определяют исходя из величины расхода теплоносителя, задаваясь скоростью его движения в трубопроводе:

$$D_{ш} = \sqrt{\frac{G}{0,785 \cdot \rho \cdot W}}$$

где  $G$  – массовый расход теплоносителя, кг/с;  $\rho$  – плотность теплоносителя при его средней температуре, кг/м<sup>3</sup>;  $W$  – скорость движения теплоносителя в трубопроводе.

Рекомендуемые скорости газов и паров в технологических трубопроводах представлены в табл. 12 приложения.

Если расход пара составляет 2 кг/с, а при атмосферном давлении его плотность 0,59 кг/м<sup>3</sup>, тогда диаметр штуцера для пара

$$D_{пара} = \sqrt{\frac{2}{0,785 \cdot 0,59 \cdot 45}} = 0,31 \text{ м.}$$

Если расход жидкости (воды) составляет 15 кг/с, а при атмосферном давлении его плотность 990 кг/м<sup>3</sup>, тогда диаметр штуцера для жидкости:

$$D_{жид} = \sqrt{\frac{15}{0,785 \cdot 990 \cdot 1}} = 0,14 \text{ м.}$$

Полученные в примере диаметры штуцеров округляют до стандартных значений [4]. А затем скорость теплоносителя в штуцере уточняют для последующего использования в гидравлическом расчете аппарата.

Следует отметить, что в тех случаях, когда агрегатное состояние теплоносителя в аппарате изменяется (например, происходит конденсация пара), штуцера для ввода и вывода данного теплоносителя будут иметь разный диаметр, поскольку изменится плотность вещества.

*Фланцы* для присоединения штуцера к технологическому трубопроводу выбирают аналогично, как и для фланцев корпуса аппарата по значению условного прохода штуцера и давлению рабочей среды.

Для штуцера с расчетным диаметром 0,31 м округляем значение до ближайшего стандартного  $D_{станд} = 0,3 \text{ м}$  (300 м), а действительное значение скорости пара в нем составит:

$$W = \frac{G}{0,785 \cdot \rho \cdot D_{\text{станд}}^2} = \frac{2}{0,785 \cdot 0,59 \cdot 0,32} = 48 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Основные размеры фланцев для всех штуцеров проектируемого аппарата сводятся в единую таблицу.

### 5.6. Выбор опор аппарата

В зависимости от расположения аппарата относительно пола помещения (вертикальное, горизонтальное) к корпусу должны быть приварены соответствующие опоры. Конструкции опор можно разбить на два основных типа: опоры для вертикальных аппаратов (рис. 5.5) и опоры для горизонтальных аппаратов (рис. 5.6).

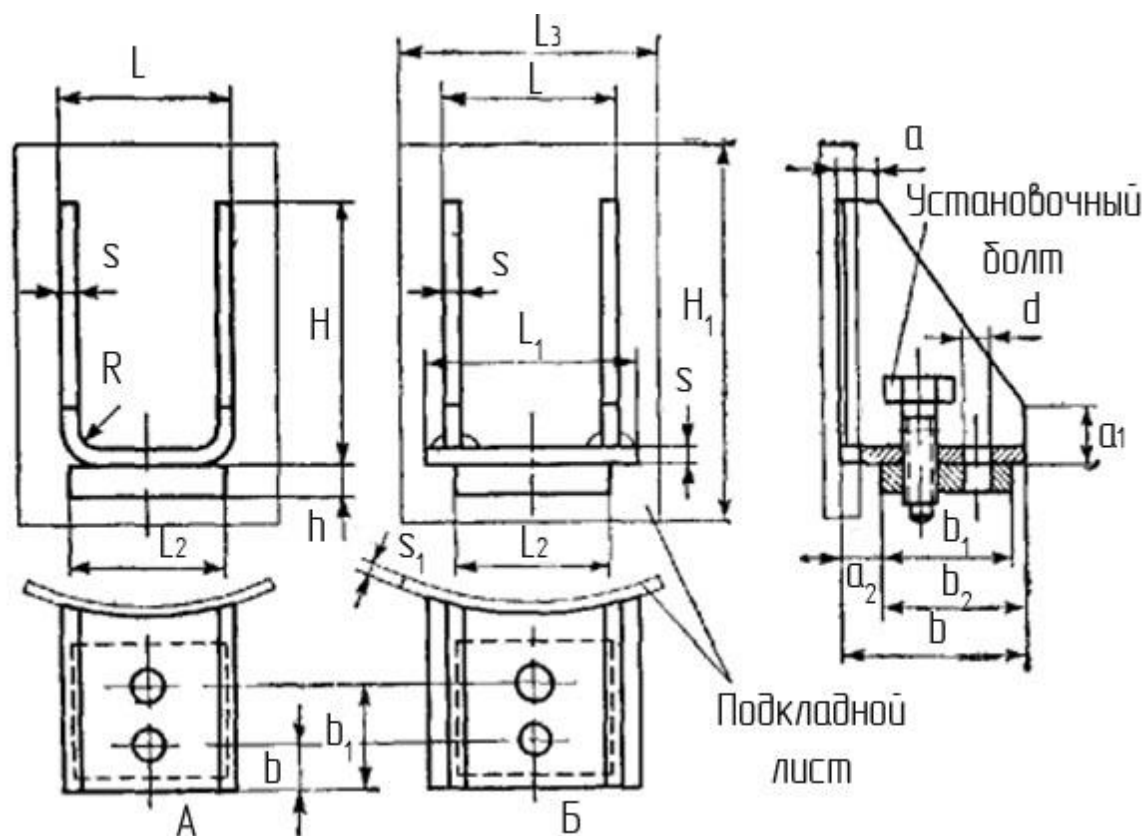


Рис. 5.5. Опоры (лапы) вертикальных цилиндрических аппаратов

Размеры опор и их количество выбирают по расчетной нагрузке, воспринимаемой одной опорой, т.е. по максимальной силе тяжести в условиях гидравлического испытания аппарата.

$$G_{\text{max}} = M_{\text{общ}} \cdot g,$$

где  $M_{общ}$  – общая масса аппарата, которая складывается из массы металлоконструкций аппарата и массы воды, заполняющей аппарат при гидравлическом испытании.

$$M_{общ} = M_{ап} + M_{жидк} + (15 \div 20\%) \cdot M_{общ} .$$

Для выбранного примера масса металлоконструкций аппарата  $M_{ап} = 3380$  кг [3].

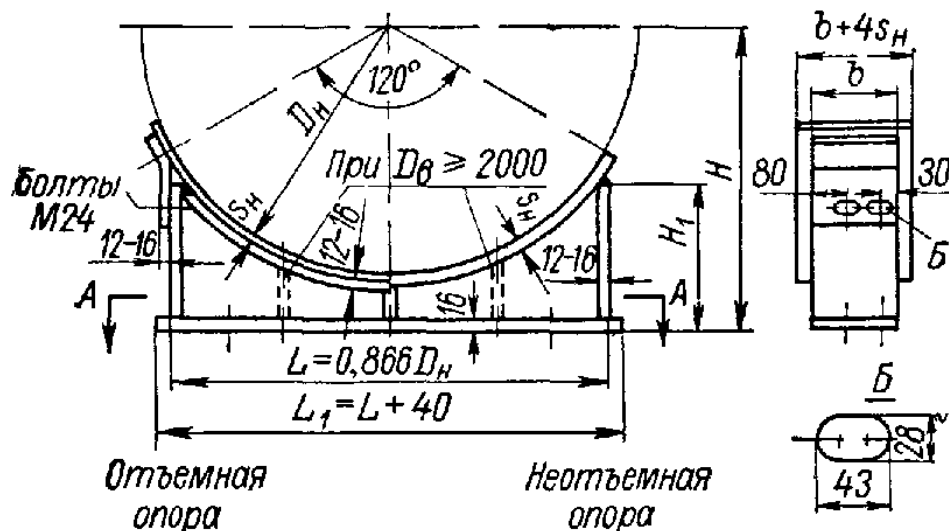


Рис. 5.6. Опоры горизонтальных цилиндрических аппаратов

Масса воды в аппарате при гидравлическом испытании:

$$M_{жидк} = (V_{тр} + V_{мтр}) \cdot \rho_{воды} .$$

Объем трубного пространства:

$$V_{тр} = 0,785 \cdot d_{вн}^2 \cdot L_{тр} \cdot n = 0,785 \cdot 0,016^2 \cdot 6 \cdot 334 = 0,4 \text{ м}^3 .$$

Объем межтрубного пространства:

$$V_{мтр} = 0,785 \cdot L_{тр} \cdot (D_{вн}^2 - n \cdot d_{н}^2) = 0,785 \cdot 6 \cdot (0,6^2 - 334 \cdot 0,02^2) = 1,07 \text{ м}^3 .$$

$$M_{жидк} = (0,4 + 1,07) \cdot 990 = 1452 \text{ кг} .$$

Общая масса аппарата

$$M_{общ} = 3380 + 1452 + 0,2 \cdot 3380 = 5508 \text{ кг}$$

$$G_{max} = 5508 \cdot 9,81 = 54033,5 \text{ Н} = 0,054 \text{ МН} .$$

Для обеспечения устойчивости, независимо от расположения аппарата (горизонтально или вертикально), опор должно быть не менее двух, исключение составляют юбочные опоры.



Предпочтительнее вертикальное расположение корпуса и всего теплообменника, так как в этом случае уменьшается площадь, занимаемая аппаратом, и более удобно расположение его в рабочем помещении.

Принимаем число опор  $z = 2$ , тогда нагрузка, приходящаяся на одну опору:

$$G_{on} = \frac{0,054}{2} = 0,027 \text{ МН} = 27 \text{ кН}.$$

По справочным данным [1] выбираем опору с максимальной допустимой нагрузкой 40 кН.

### 5.7. Расположение перегородок

Существует несколько способов распределения труб по ходам в многоходовом теплообменнике. В крышках двух- и четырехходовых теплообменников ходы могут разделяться параллельными перегородками (рис. 5.7, а, б). На рисунке сплошными линиями показаны перегородки в передней крышке (со стороны входа теплоносителя в трубное пространство), а штриховыми – в задней крышке. Цифрами обозначена последовательность ходов. В аппаратах с четырьмя и более ходами применяют разбивку труб по секторам (рис. 5.7, в) или более сложные, комбинированные методы установки перегородок (рис. 5.7, г).

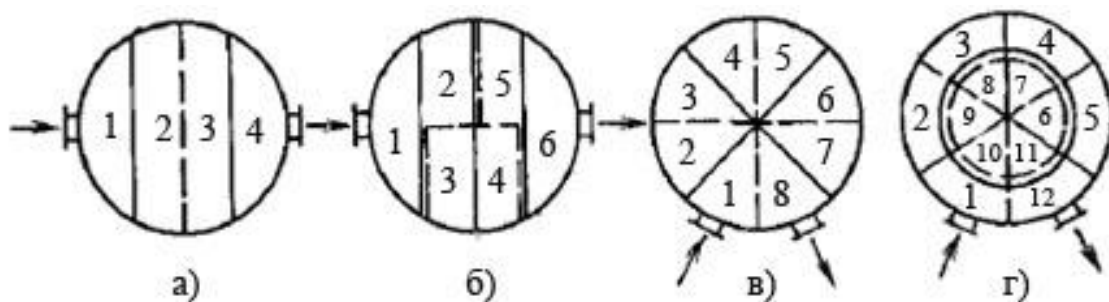


Рис. 5.7. Варианты установки перегородок в крышке

Продольные перегородки устанавливаются в теплообменниках параллельно осям теплообменных труб в крышках теплообменника. Они служат для превращения одноходового теплообменника в многоходовой.

Поперечные перегородки устанавливают и в межтрубном пространстве; по назначению они подразделяются на опорные, предназначенные для

поддержания расстояний между трубами, и ходовые, предназначенные для направления движения потока среды в межтрубном пространстве поперек теплообменных труб. Установка поперечных перегородок в межтрубном пространстве теплообменников приводит к увеличению скорости теплоносителя и улучшению теплоотдачи с его стороны.

Поперечные перегородки представляют собой диски с отверстиями для пропуска труб, от которых отрезан сегмент  $3/4 D$  (рис. 5.8).

Диаметр отверстий для труб  $d_m$  в перегородках делается на 2 - 5 % больше диаметра труб. Зазор между перегородками и кожухом стремятся сделать минимальным. Толщина перегородок 3 – 4 мм. Расстояние между перегородками бывает различным в зависимости от желаемой скорости теплоносителя. Оно обычно берется в пределах  $L = 0,2 \div 1,0 \cdot D$ , где  $D$  - внутренний диаметр кожуха.

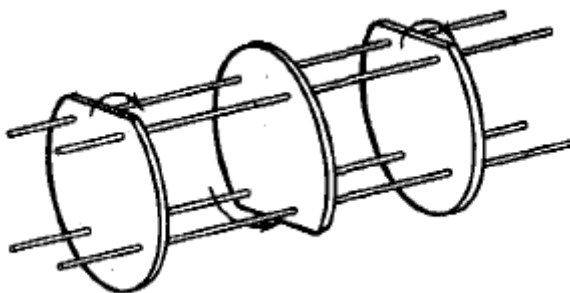


Рис. 5.8. Поперечные перегородки кожухотрубного теплообменника

Перегородки собираются на прутках и привариваются к ним или укрепляются с помощью дистанционных трубок и гаек.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Тимонин, А.С. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования: справочник. Т. 1./А.С. Тимонин. – Калуга: Изд-во Н. Бочкаревой, 2001. – 756 с.
2. Павлов, К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков. – Л.: Химия, 1987 – 576 с.
3. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию / под ред. Ю.И. Дытнерского. – 2-е изд. – М.: Химия, 1991. – 496 с.
4. Зыкова, О.С. Выполнение курсового проекта по процессам и аппаратам химической технологии / О.С. Зыкова, А.Г. Липин. – Иван. гос. хим.-технол. ун-т. – Иваново, 2010. – 104 с.
5. Теплофизические свойства газов, растворителей растворов солей: справочник / сост.: Е.М. Шадрина [и др.]; Иван. гос. хим.- технол. ун-т. – Иваново, 2004. – 196 с.
6. Справочник по теплообменникам. В 2 т. Т. 2 / под ред О.Г. Мартыненко [и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1. Ориентировочные значения коэффициента теплопередачи

Схема теплообмена	Значение коэффициента К, Вт/м <sup>2</sup> К **
Газ – Газ* (при давлениях менее 0,25 МПа)	15÷30
Вода – Газ*	20÷65
Воздух – Конденсирующийся водяной пар	20÷70
Вода – Водные растворы солей с низкой концентрацией (<10%)	350÷1200
Вода – Органические жидкости	350÷900
Вода – Конденсирующийся пар органических жидкостей	500÷1500
Конденсирующийся водяной пар – Водные растворы солей	400÷1000
Конденсирующийся водяной пар – Кипящие растворы солей	700÷1600
Конденсирующийся водяной пар – Органические жидкости	450÷1200
Конденсирующийся водяной пар – Кипящие органические жидкости	600÷1600
Конденсирующийся водяной пар – Тяжелые минеральные масла	300÷600

\* В большинстве случаев в качестве газовой среды в процессах теплообмена выступает воздух, но при необходимости можно воспользоваться данными таблицы и для иных газов, поскольку критерий Pr для многих газов изменяется достаточно незначительно (0.74÷0.8)

\*\* Значения коэффициента теплопередачи приведены для вынужденного движения теплоносителей в случае, когда теплоноситель не меняет своего агрегатного состояния.

Таблица 2. Тепловая проводимость загрязнений стенок

Теплоноситель	1/г, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Теплоноситель	1/г, Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
Воздух	2800	Нефтепродукты, масла и пары хладоагентов	2900
Вода:		Нефтепродукты сырые	1160
загрязненная	1400÷1860	Органические жидкости, рассолы, жидкие хладоагенты	5800
среднего качества	1860÷2900	Водяной пар, содержащий масла	5800
хорошего качества	2900÷5800	Пары органических жидкостей	11600
дистиллированная	11600		

Таблица 3. Параметры кожухотрубчатых теплообменников и холодильников

Диаметр кожуха D, мм	Диаметр труб d, мм	Число ходов* z	Общее число труб n	Число труб на один ход n/z	Поверхность теплообмена F, м <sup>2</sup> , при длине труб**, м								Площадь сечения потока S · 10 <sup>2</sup> , м <sup>2</sup>		Площадь сечения одного хода по трубам S · 10 <sup>2</sup> , м <sup>2</sup>	
					1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	9,0	В вырезе перегородок	Между перегородками			
159	20×2	1	19	19	1,2	1,8	2,4	3,6	-	-	-	0,3	0,5	0,5		
	25×2	1	13	13	1,0	1,5	2,0	3,1	-	-	-	0,4	0,8	0,5		
273	20×2	1	61	61	3,8	5,7	7,7	11,5	-	-	-	0,7	1,0	1,6		
	25×2	1	37	37	2,9	4,4	5,8	8,7	-	-	-	0,9	1,1	1,5		
325	20×2	1	100	100	-	9,4	12,6	18,8	25,1	-	-	1,1	2,0	2,5		
		2	90	45	-	8,5	11,3	17,0	22,6	-	-	1,1	1,6	1,1		
	25×2	1	62	62	-	7,3	9,7	14,6	19,5	-	-	1,3	2,9	2,6		
		2	56	28	-	6,6	8,8	13,2	17,6	-	-	1,3	1,5	1,2		
400	20×2	1	181	181	-	-	23	34	45	68	-	1,7	2,5	4,6		
		2	166	83	-	-	21	31	42	63	-	1,7	3,0	2,1		
	25×2	1	111	111	-	-	17	26	35	52	-	2,0	3,1	4,6		
		2	100	50	-	-	16	24	31	47	-	2,0	2,5	2,1		
600	20×2	1	389	389	-	-	49	73	98	147	-	4,1	6,6	9,9		
		2	370	185	-	-	46	70	93	139	-	4,1	4,8	4,7		
		4	334	83,5	-	-	42	63	84	126	-	4,1	4,8	2,1		
			316	52,7	-	-	40	60	79	119	-	3,7	4,8	1,3		
	25×2	1	257	257	-	-	40	61	81	121	-	4,0	5,3	10,7		
		2	240	120	-	-	38	57	75	113	-	4,0	4,5	5,0		
		4	206	51,5	-	-	32	49	65	97	-	4,0	4,5	2,1		
			196	32,7	-	-	31	46	62	92	-	3,7	4,5	1,4		
800	20×2	1	717	717	-	-	90	135	180	270	405	6,9	9,1	18,2		
		2	690	345	-	-	87	130	173	260	390	6,9	7,0	8,8		
		4	638	160	-	-	80	120	160	241	361	6,9	7,0	4,1		
			618	103	-	-	78	116	155	233	349	6,5	7,0	2,6		
	25×2	1	465	465	-	-	73	110	146	219	329	7,0	7,9	19,3		
		2	442	221	-	-	69	104	139	208	312	7,0	7,0	9,2		
		4	404	101	-	-	63	95	127	190	286	7,0	7,0	4,2		
			384	64	-	-	60	90	121	181	271	6,5	7,0	2,7		
	1000	20×2	1	1173	1173	-	-	-	221	295	442	663	10,1	15,6	29,8	
			2	1138	569	-	-	-	215	286	429	644	10,1	14,6	14,5	
			4	1072	268	-	-	-	202	269	404	606	10,1	14,6	6,8	
				1044	174	-	-	-	197	262	394	590	9,6	14,6	4,4	
25×2		1	747	747	-	-	-	176	235	352	528	10,6	14,3	31,0		
		2	718	359	-	-	-	169	226	338	508	10,6	13,0	14,9		
		4	666	167	-	-	-	157	209	314	471	10,6	13,0	6,9		
			642	107	-	-	-	151	202	303	454	10,2	13,0	4,4		
		1200	20×2	1	1701	1701	-	-	-	-	428	641	962	14,5	18,7	43,3
				2	1658	829	-	-	-	-	417	625	938	14,5	17,6	21,1
4	1580			395	-	-	-	-	397	596	893	14,5	17,6	10,1		
	1544			257	-	-	-	-	388	582	873	13,1	17,6	6,5		
25×2	1		1083	1083	-	-	-	-	340	510	766	16,4	17,9	45,0		
	2		1048	524	-	-	-	-	329	494	741	16,4	16,5	21,8		
	4		986	247	-	-	-	-	310	465	697	16,4	16,5	10,2		
			958	160	-	-	-	-	301	451	677	14,2	16,5	6,6		

\* Холодильники диаметром 325 мм и более могут быть только с числом ходов 2, 4 или 6.

\*\* Рассчитана по наружному диаметру труб.

Таблица 4. Параметры кожухотрубчатых конденсаторов

Диаметр кожуха D, мм	Диаметр труб d, мм	Число ходов z	Общее число труб n	Число труб на один ход n/z	Поверхность теплообмена F, м <sup>2</sup> , при длине труб*, м			Площадь сечения одного хода по трубам S · 10 <sup>2</sup> , м <sup>2</sup>
					3,0	4,0	6,0	
600	20x2	2	370	185	70	93	139	3,7
		4	334	83,5	63	84	126	1,7
		6	316	52,67	60	79	119	1,1
	25x2	2	240	120	57	75	113	4,2
		4	206	51,5	49	65	97	1,8
		6	196	32,67	46	62	92	1,1
800	20x2	2	690	345	130	173	260	6,9
		4	638	159,5	120	160	241	3,2
		6	318	53	60	80	120	1,1
	25x2	2	442	221	104	139	208	7,7
		4	404	101	95	127	190	3,5
		6	384	64	90	121	181	2,2
1000	20x2	2	1138	569	215	286	429	11,4
		4	1072	268	202	269	404	5,4
		6	1044	174	197	262	394	3,5
	25x2	2	718	359	169	226	338	12,4
		4	666	166,5	157	209	314	5,8
		6	642	107	151	202	303	3,7
1200	20x2	2	1658	829	–	417	625	16,7
		4	1580	395	–	397	596	7,9
		6	1544	257,3	–	388	582	5,2
	25x2	2	1048	524	–	329	494	18,1
		4	986	246,5	–	310	465	8,5
		6	958	159,7	–	301	451	5,5
1400	20x2	2	2298	1149	–	–	866	23,1
		4	2204	551	–	–	831	11,1
		6	2162	360,3	–	–	815	7,2
	25x2	2	1504	752	–	–	709	26,0
		4	1430	357,5	–	–	674	12,4
		6	1396	232,7	–	–	658	8,1

\* Рассчитана по наружному диаметру труб.

Таблица 5. Параметры кожухотрубчатых испарителей

Диаметр кожуха D, мм	Общее число труб n	Поверхность теплообмена F, м <sup>2</sup> , при длине труб*, м		
		2,0	3,0	4,0
600	257	40	61	81
800	465	73	110	146
1000	747	117	176	235
1200	1083	–	255	340
1400	1545	–	364	485

\* Рассчитана по наружному диаметру труб.

Таблица 6. Параметры кожухотрубчатых теплообменников и конденсаторов с плавающей головкой

Диаметр кожуха D, мм	Диаметр труб* d, мм	Число ходов** z	Площадь сечения одного хода по трубам*** S·10 <sup>2</sup> , м <sup>2</sup>		Поверхность теплообмена F, м <sup>2</sup> , при длине труб, м					Площадь самого узкого сечения в межтрубном пространстве*** S·10 <sup>2</sup> , м <sup>2</sup>	
					3	6***		9***			
325	20×2	2	0,7	–	13	26	–	–	–	1,2	
	25×2	2	0,7	–	10	20	–	–	–		
400	20×2	2	1,2	–	23	46	–	–	–	2	
	25×2	2	1,4	–	19	38	–	–	–		
500	20×2	2	2	–	38	76	–	–	–	3	
	25×2	2	2,3	–	31	62	–	–	–		
600	20×2	2	3	3,4	–	117	131	176	196	4,8	4,2
		4	1,3	1,4	–	107	117	160	175		
		6	–	0,8	–	–	113	–	–		
	25×2	2	3,4	3,7	–	96	105	144	157	4,3	4
		4	1,5	1,6	–	86	94	129	141		
		6	–	0,7	–	–	87	–	–		
800	20×2	2	2,6	6,3	–	212	243	318	364	7,8	7,1
		4	2,5	2,5	–	197	225	295	337		
		6	–	1,6	–	–	216	–	–		
	25×2	2	6	6,9	–	170	181	255	286	7,4	68
		4	2,3	2,4	–	157	173	235	259		
		6	–	1,8	–	–	164	–	–		
1000	20×2	2	9,2	10,6	–	346	402	519	603	11,5	10,5
		4	4,3	4,9	–	330	378	495	567		
		6	–	3,2	–	–	368	–	–		
	25×2	2	10,3	11,9	–	284	325	426	488	11,7	11,2
		4	4,1	5,1	–	267	301	400	451		
		6	–	3,4	–	–	290	–	–		
1200	20×2	2	13,5	16	–	514	604	771	906	13,8	14,7
		4	6,4	7,6	–	494	576	741	864		
		6	–	4,6	–	–	563	–	–		
	25×2	2	15,5	17,9	–	423	489	635	733	12,6	11,3
		4	7,2	8,6	–	403	460	604	690		
		6	–	5,4	–	–	447	–	–		
1400	20×2	2	18,8	22	–	715	831	1072	1246	17,9	19,8
		4	8,4	10,2	–	693	798	1040	1197		
		6	–	5,9	–	–	782	–	–		
	25×2	2	21,4	24,7	–	584	675	876	1012	17,4	15,3
		4	9,9	11	–	561	642	841	963		
		6	–	7,4	–	–	626	–	–		

\* Трубы  $\varnothing$  25x2 мм должны быть изготовлены из высоколегированных сталей; допускаются трубы из углеродистой стали, но  $\varnothing$  25x2,5 мм.

\*\* Шесть ходов по трубам может быть только у конденсаторов.

\*\*\* Данные в правых столбцах относятся к расположению труб в трубных решетках по вершинам равносторонних треугольников, остальные – по вершинам квадратов.

Таблица 7. Параметры кожухотрубчатых теплообменников с U-образными трубами

Диаметр Кожуха D, мм	Площадь сечения одного хода по трубам** S·10 <sup>2</sup> , м <sup>2</sup>		Поверхность теплообмена F, м <sup>2</sup> , при длине труб*, м					Площадь самого узкого сечения в межтрубном пространстве** S·10 <sup>2</sup> , м <sup>2</sup>	
			3	6**		9**			
325	0,7	-	14	27	-	-	-	1,1	-
400	1,3	-	26	51	-	-	-	2,0	-
500	2,2	-	43	85	-	-	-	3,2	-
600	3,1	3,9	-	120	150	178	223	4,7	3,7
800	5,7	6,7	-	224	258	331	383	8,5	7,3
1000	9,7	11,2	-	383	437	565	647	12,0	10,8
1200	14,2	16,5	-	564	651	831	961	13,5	15,1
1400	19,7	23,4	-	790	930	1160	1369	16,1	18,7

\* Рассчитана по наружному диаметру труб.

\*\* Данные в правых столбцах относятся к расположению труб в трубных решетках по вершинам равносторонних треугольников, остальные – по вершинам квадратов.

Таблица 8. Число сегментных перегородок в нормализованных кожухотрубчатых теплообменниках

Диаметр кожуха D, мм	Число сегментных перегородок по длине труб*, м						
	1	1,5	2	3	4	6	9
159	6	10	14	26	-	-	-
273	4	8	12	18	-	-	-
325	-	6	8	14 (16)	18	- (36; 38)	-
400	-	-	6	10	14	22 (24; 26)	-
600	-	-	4	8	10	18 (16)	- (24)
800	-	-	4	6	8	14 (12)	22 (20)
1000	-	-	-	4	6	10	16 (18)
1200	-	-	-	-	6	8	14 (12)

\* Числа в скобках относятся к теплообменникам с плавающей головкой и с U-образными трубами.



Таблица 9. Параметры неразборных и разборных однопоточных и двухпоточных теплообменников типа "труба в трубе"

Диаметр теплообменных труб d, мм	Число параллельных потоков n	Число теплообменных труб в одном аппарате*, шт	Поверхность теплообмена F, м <sup>2</sup> , по наружному диаметру при длине труб L, м						Диаметр ** трубок кожуха D, мм
			1,5	3,0	4,5	6,0	9,0	12,0	
25x3	1	1	0,12	0,24	0,35	0,47	-	-	57x4
	1	2	0,24	0,47	0,71	0,94	-	-	
	2	4	0,47	0,94	1,41	1,88	-	-	
38x3,5	1	1	0,18	0,36	0,54	0,72	-	-	57x4;
	2	2	0,36	0,72	1,07	1,43	-	-	76x4;
	2	4	0,72	1,43	2,15	2,87	-	-	89x5
48x4	1	1	0,23	0,45	0,68	0,90	-	-	76x4;
	1	2	0,45	0,90	1,36	1,81	-	-	89x5;
	2	4	0,90	1,81	2,71	3,62	-	-	108x5
57x4	1	1	0,27	0,54	0,81	1,07	-	-	89x5; 108x4
	1	2	0,54	1,07	1,61	2,15	-	-	
	2	4	1,07	2,15	3,22	4,30	-	-	
76x4	1	1	-	-	-	1,43	2,15	2,87	108x4;
	1	2	-	-	2,15	2,87	4,30	-	133x4
89x5	1	1	-	-	-	1,68	2,52	3,36	133x4;
	1	2	-	-	2,52	3,36	5,03	-	159x4,5
108x4	1	1	-	-	-	2,04	3,05	4,07	159x4,5;
	1	2	-	-	3,05	4,07	6,11	-	219x6
133x4	1	1	-	-	-	2,51	3,76	5,0	219x6
	1	2	-	-	3,76	5,0	7,5	-	
159x4,5	1	1	-	-	-	3,0	4,5	6,0	219x6
	1	2	-	-	4,5	6,0	9,0	-	

\* 1 труба в аппарате относится к одному ходу неразборных теплообменников

\*\* Толщины труб указаны для условных давлений не выше 1,6 МПа

Таблица 10. Параметры разборных многопоточных теплообменников типа "труба в трубе"\*

Число параллельных потоков n	Число теплообменных труб в одном аппарате, шт	Поверхность теплообмена F, м <sup>2</sup> , по наружному диаметру при длине труб L, м			Площадь сечений потоков, 10 <sup>4</sup> м <sup>2</sup>	
		3,0	6,0	9,0	внутри труб	между труб
3	6	3	5		38	93
5	10	5	9		63	155
7	14		13	19	88	216
12	24		22	33	151	371
22	44		40	60	276	680

\* Диаметр теплообменных труб 48x4 мм, диаметр кожуховых труб 89x5 мм. Допускаются также теплообменные трубы диаметром 38x3,5 и 57x4 мм и кожуховые трубы диаметром 108x4 мм при тех же длинах. Предельные условные давления теплоносителей 1,6 и 4,0 МПа.

Таблица 11. Параметры теплоизоляционных материалов

Наименование теплоизоляционного материала	Предельная температура, °С	Коэффициент теплопроводности материала, Вт/(м·К)	Объемная масса материала, кг/м <sup>3</sup>
Альфоль гофрированный	350	$0,059 + 0,00025 \cdot t_{cp}$	20–40
Альфоль гладкий	350	$0,053 + 0,00022 \cdot t_{cp}$	20–40
Асбест с прослойкой стекловолокна	450	$0,058 + 0,00023 \cdot t_{cp}$	200
Асботкань с хлопком	200	$0,13 + 0,00026 \cdot t_{cp}$	500–600
Асботкань без хлопка	450	$0,13 + 0,00026 \cdot t_{cp}$	500–600
Асбозурит мастичный	900	$0,16 + 0,00018 \cdot t_{cp}$	600
Асбовермикулит	600	$0,081 + 0,00023 \cdot t_{cp}$	250
Войлок строительный	100	$0,044 + 0,00021 \cdot t_{cp}$	200
Диатомит	900	$0,116 + 0,00023 \cdot t_{cp}$	500
Известковый кремнезем	600	$0,068 + 0,00013 \cdot t_{cp}$	225
Минеральная вата (маты)	600	$0,043 + 0,0002 \cdot t_{cp}$	130
Минеральная вата (плиты)	400	$0,043 + 0,00022 \cdot t_{cp}$	115
Минеральная вата (шнур)	600	$0,056 + 0,000185 \cdot t_{cp}$	200
Пенобетон	400	$0,11 + 0,0003 \cdot t_{cp}$	400
Пенодиатомит	850	$0,081 + 0,00023 \cdot t_{cp}$	350
Пенопласт ФПП-1	130	$0,033 + 0,00021 \cdot t_{cp}$	40–60
Пеношамот	1350	$0,28 + 0,00023 \cdot t_{cp}$	950
Перлит вспученный	900	$0,058 + 0,000115 \cdot t_{cp}$	180
Перлитоцемент	600	$0,076 + 0,000185 \cdot t_{cp}$	300
Совелит (крошка)	500	$0,076 + 0,000185 \cdot t_{cp}$	350
Совелит (мастика)	500	$0,099 + 0,000105 \cdot t_{cp}$	500
Стекловата	180	$0,042 + 0,00035 \cdot t_{cp}$	80
Стекловата (плиты)	180	$0,042 + 0,00035 \cdot t_{cp}$	60
Стекловолокно	450	$0,04 + 0,00026 \cdot t_{cp}$	200
Торфоплита	100	$0,064 + 0,00015 \cdot t_{cp}$	275

Таблица 12. Рекомендуемые скорости различных сред в штуцерах

Газы и пары	Скорость, м/с	Жидкости	Скорость, м/с
Пар водяной: перегретый сухой насыщенный отработанный	50÷80	Сжиженные газы При движении самотеком вязкие ( $\nu > 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ) маловязкие ( $\nu < 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ )	1,2÷3
	35÷60		0,1÷0,5
	10÷15		0,5÷1
Пары углеводородов: при $P_{абс} > 10^5 \text{ Па}$ ( $0,5 \div 1$ )· $10^5 \text{ Па}$ ( $0,2 \div 0,5$ )· $10^5 \text{ Па}$ ( $0,05 \div 0,2$ )· $10^5 \text{ Па}$	10÷25	При перемещении насосами вода и растворы солей кипящие жидкости прочие жидкости $\nu < 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ( $1 \div 10$ )· $10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ $\nu > 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$	1÷2
	20÷40		1
	40÷60		1,5÷2,5
	60÷75		1÷2
Газы: при естественной тяге при $P_{абс} < 3 \cdot 10^5 \text{ Па}$ $3 \cdot 10^5 \div 10^7 \text{ Па}$ при $P_{абс} > 10^7 \text{ Па}$	2÷4		1
	4÷15		
	10÷35		
	40		

Таблица 13. Технические характеристики центробежных насосов

Марка	Q·10 <sup>3</sup> , м <sup>3</sup> /с	H, м	n, с <sup>-1</sup>	η <sub>н</sub>	Электродвигатель		
					тип	N <sub>н</sub> , кВт	η <sub>дв</sub>
X2/25	0,42	25	50	–	АОЛ-12-2	1,1	–
X8/18	2,4	11	48,3	0,4	АО2-31-2	3	–
		15			–		
		18			BAO-31-2		3
X8/30	2,4	18	48,3	0,5	АО2-32-2	4	–
		24			–		
		30			BAO-32-2		4
X20/18	5,5	11	48,3	0,6	АО2-31-2	3	–
		14			–		
		18			BAO-31-2		3
X20/31	5,5	18	48,3	0,6	АО2-41-2	5,5	0,87
		25			–	–	
		31			BAO-41-2	5,5	0,84
X20/53	5,5	34	48,3	0,5	АО2-52-2	13	0,89
		44			–	–	
		53			BAO-52-2	13	0,87
X45/21	12,5	14	48,3	0,6	АО2-51-2	10	0,88
		17			–	–	
		21			BAO-51-2	10	0,87
X45/31	12,5	20	48,3	0,6	АО2-52-2	13	0,89
		25			–	–	
		31			BAO-52-2	13	0,87
X45/54	12,5	33	48,3	0,6	АО2-62-2	17	0,88
		42			АО2-71-2	22	0,88
		54			АО2-72-2	30	0,89
X90/19	25	13	48,3	0,7	АО2-51-2	10	0,88
		16			АО2-52-2	13	0,89
		19			АО2-62-2	17	0,88
X90/33	25	25	48,3	0,7	АО2-62-2	17	0,88
		29			АО2-71-2	22	0,9
		33			АО2-72-2	30	0,9

Марка	Q·10 <sup>3</sup> , м <sup>3</sup> /с	H, м	n, с <sup>-1</sup>	η <sub>н</sub>	Электродвигатель		
					тип	N <sub>н</sub> , кВт	η <sub>дв</sub>
X90/49	25	31	48,3	0,7	АО2-71-2	22	0,88
		40			АО2-72-2	30	0,89
		49			АО2-81-2	40	–
X90/85	25	56	48,3	0,7	АО2-81-2	40	–
		70			АО2-82-2	55	–
		85			АО2-91-2	75	0,89
X160/29/2	45	20	48,3	0,7	BAO-72-2	30	0,89
		24			АО2-72-2	30	0,89
		29			АО2-81-2	40	–
X160/49/2	45	33	48,3	0,8	АО2-81-2	40	–
		41			АО2-82-2	55	–
		49			АО2-91-2	75	0,89
X160/29	45	29	24,2	0,6	АО2-81-4	40	–
X280/29	80	21	24,2	0,8	АО2-81-4	40	–
		25			АО2-82-4	55	–
		29			АО2-91-4	75	0,92
X280/42	80	30	24,2	0,7	АО2-91-4	75	0,92
		35			–	–	
		42			АО2-92-4	100	0,93
X280/72	80	51	24,2	0,7	АО-101-4	125	0,91
		62			АО-102-4	160	0,92
		72			АО-103-4	200	0,93
X500/25	150	19	16	0,8	АО2-91-6	55	0,92
		22			–	–	
		25			АО2-92-6	75	–
X500/37	150	25	16	0,7	АО-102-6	125	0,92
		31			–	–	
		37			АО-103-6	160	0,93

Учебное издание

Липин Андрей Александрович  
Романенко Юрий Евгеньевич  
Шибашов Антон Владимирович  
Липин Александр Геннадьевич

Расчет теплообменных аппаратов. Кожухотрубчатые теплообменники

Учебное пособие

Редактор В.Л. Родичева

Подписано в печать 15.03.2017. Формат 60×4 1/16. Бумага писчая.

Усл. печ. л. 4,42. Тираж 70 экз. Заказ

ФГБОУ ВО «Ивановский государственный химико-технологический  
университет»

Отпечатано на полиграфическом оборудовании кафедры экономики и финансов  
ФГБОУ ВО «ИГХТУ»

153000, г. Иваново, Шереметевский пр., 7.