

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**Методические рекомендации для  
самостоятельной работы обучающихся по дисциплине**

**Б1.В.ДВ.10.01 Проектирование систем энергообеспечения**

**Направление подготовки : 35.03.06 Агроинженерия**

**Профиль образовательной программы «Электрооборудование и электротехнологии».**

**Форма обучения: очная**

## СОДЕРЖАНИЕ

1. Организация самостоятельной работы.....	3
2. Методические рекомендации по самостоятельному изучению вопросов.....	5
3. Методические рекомендации по выполнению индивидуальных домашних задания.....	8
3.1 Пример выполнения задания.....	8

# 1. ОРГАНИЗАЦИЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

## 1.1. Организационно-методические данные дисциплины

7 семестр

№ п.п.	Наименование темы	Общий объем часов по видам самостоятельной работы (из табл. 5.1 РПД)				
		другие виды работ (РГР)	подготовк а реферата/ эссе	индивидуальны е домашние задания (ИДЗ)	самостоятельно е изучение вопросов (СИВ)	подготовк а к занятиям (ПкЗ)
1	2	3	4	5	6	7
1	Характеристика систем отопления					
2	Расчет тепловой мощности системы отопления				2	
3	Отопительные приборы					
4	Определение коэффициента теплопередачи нагревательного прибора				2	
5	Элементы систем водяного отопления					
6	Определение коэффициента затекания воды в нагревательный прибор	2		2	2	
7	Теплопроводы систем отопления					
8	Определение коэффициента теплоотдачи нагревательного прибора			4	2	
9	Схемы систем отопления					
10	Расчет воздухообмена и воздухораспределения в помещениях	2		2	2	
11	Основы аэродинамики вентиляционных воздуховодов и каналов					
12	Аэродинамический расчет воздуховодов			4	2	
13	Конструктивные элементы вентиляционных установок и систем					

14	Определение расчетных расходов горячей воды и теплоты				2	
15	Регулирование тепловой нагрузки	3		3	1	
16	Гидравлический расчет подающих теплопроводов системы горячего водоснабжения				1	

17	Общая характеристика газообразного топлива				2	
18	Основные свойства и состав газообразного топлива				2	
19	Газопроводы					
20	Горение газов				2	
21	Защита газопроводов от коррозии				2	
22	Регуляторы давления газа	4		4	2	4
23	Гидравлический расчет газовых сетей				2	
24	Исследование инжекционной газовой горелки инфракрасного излучения			6	2	
25	Регулирование давления газа в сетях				2	
26	Исследование конструкций и работы газовых плит			4	2	
27	Газогорелочные устройства				2	
28	Изучение конструкции и принципа работы газового проточного водонагревателя	6		6	2	
28	Газоснабжение зданий				2	
29	Изучение конструкции и принципа работы емкостного газового водонагревателя				2	
30	Газовое оборудование промышленных,			7	6	

	коммунальных и коммунально-бытовых предприятий					
31	Изучение установки сжиженного газа				2	

## **2. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОМУ ИЗУЧЕНИЮ ВОПРОСОВ**

1. Принцип действия смесительной установки.
2. Каковы функции циркуляционного, смесительного, повысительного и подпиточного насосов в системах водяного отопления?
3. Понятие коэффициента затекания.
4. Цель гидравлического расчета системы отопления.
5. Что выражает характеристика сопротивления и как она определяется?
6. Как определить число элементов отопительного прибора?
7. Определение расходов теплоты.
8. Однотрубные системы теплоснабжения.
9. Водоподготовка в системах ГВС.
10. Центральное регулирование однородной тепловой нагрузки.
11. Методы регулирования в системах теплоснабжения
12. Центральное регулирование разнородной тепловой нагрузки.
13. Трубопроводы и оборудование систем ГВС
14. Современные системы горячего водоснабжения.
15. Центральные тепловые пункты
16. Охарактеризуйте известные Вам модели отопительных агрегатов, предназначенных для воздушного отопления
17. Газовая горелка инфракрасного излучения
18. Перечислите специальное оборудование систем отопления.
19. Порядок гидравлического расчета тепловых сетей
20. Как определить расход пара для отопления здания
21. Трасса и способ прокладки тепловых сетей
22. Центральное регулирование разнородной тепловой нагрузки
23. Порядок гидравлического расчета тепловых сетей
24. Способы прокладки, арматура и оборудование газопроводов

### 3. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ДОМАШНИХ ЗАДАНИЯ

#### 3.1 Пример выполнения задания

Тема: Расчет теплообменных аппаратов

По последней цифре варианта выбираем тип принимаемого к проектированию теплообменника

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

#### 1. Задание на проектирование кожухотрубчатого теплообменника

Цифры варианта	$P_v$ , МПа	$t_v'$ , °C	$t_v''$ , °C	$G_v$ , м <sup>3</sup> /ч	$P_{\Pi}$ , МПа	$t_{\Pi}$ , °C
0	0,140	16	80	205	0,6	180
1	0,141	17	81	207	0,51	185
2	0,142	18	82	209	0,52	187
3	0,143	19	83	211	0,53	190
4	0,144	20	84	213	0,54	195
5	0,145	21	85	215	0,55	200
6	0,146	22	86	217	0,56	193
7	0,147	23	87	219	0,57	183
8	0,148	24	88	221	0,58	175
9	0,149	25	89	223	0,59	205

*Примечание.* Параметры  $P_{\Pi}$ ,  $t_v'$ ,  $t_v''$  выбрать по предпоследней цифре зачетной книжки. Параметры  $G_v$ ,  $P_{\Pi}$ ,  $t_{\Pi}$  выбрать по последней цифре зачетной книжки

#### 2. Задание на проектирование пластинчатого теплообменника

Цифры варианта	$P_m$ , МПа	$t_m'$ , °C	$t_m''$ , °C	$D$ , кг/с	$t_{\Pi}$ , °C	$P_k$ , МПа	$\Delta P$ , кПа
0	0,55	25	83	1,35	140	0,3	100
1	0,56	26	84	1,36	142	0,3	101
2	0,57	27	85	1,37	144	0,3	102
3	0,58	28	86	1,38	146	0,3	103
4	0,59	29	87	1,39	148	0,3	104
5	0,6	30	88	1,40	150	0,3	105
6	0,54	31	89	1,41	152	0,3	106
7	0,53	32	90	1,42	154	0,3	107
8	0,52	33	91	1,43	156	0,3	108
9	0,51	35	92	1,44	158	0,3	110

*Примечание.* Параметры  $P_m$ ,  $t_m'$ ,  $t_m''$  выбрать по предпоследней цифре зачетной книжки. Параметры  $D$ ,  $t_{\Pi}$ ,  $P_k$ ,  $\Delta P$  выбрать по последней цифре зачетной книжки.

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

Цифры варианта	$\lambda_{ст}$ , Вт/м°C	$l$ , м	$t_1'$ , °C	$t_1''$ , °C	$d_2/d_1$ , мм	$t_2'$ , °C	$t_2''$ , °C	$D_2/D_1$ , мм	$Q$ , кВт
0	57	1,5	90	50	38/34	10	35	57/51	95
1	57	1,8	95	55	45/41	12	40	76/71	100
2	57	2,0	100	60	57/51	14	45	89/81	105

3	57	2,5	105	65	38/34	16	50	108/102	110
4	57	3,0	110	70	45/41	18	55	57/51	115
5	57	4,0	115	50	57/51	20	35	76/71	120

Цифры зачетной книжки	$\lambda_{ст},$ Вт/м $^{\circ}$ C	$l, м$	$t1',^{\circ}$ C	$t1'',^{\circ}$ C	$d2/d1,$ мм	$t2',^{\circ}$ c	$t2'',^{\circ}$ C	$D2/D1,$ мм	$Q,$ кВт
6	57	1,5	120	55	38/34	22	40	89/81	125
7	57	2,0	125	60	45/41	24	45	108/102	130
8	57	2,5	130	65	57/51	26	50	57/51	100
9	27	3,0	135	70	45/41	28	55	76/71	90

4. Задание на проектирование спирального теплообменника  
*Примечание.* Параметры  $\lambda_{ст}, l, t1', d2/d1$  выбрать по предпоследней цифре зачетной книжки. Параметры  $t2', t2'', D2/D1, Q$  выбрать по последней цифре зачетной книжки.

#### 4. Задание на проектирование спирального теплообменника

Цифры зачетной книжки	Охлаждаемый раствор вещества	$G_p,$ т/ч	$t1, ^{\circ}$ C	$t2, ^{\circ}$ C	$t3, ^{\circ}$ C	$t4, ^{\circ}$ C
0	Кальций хлористый, 25 %	27	85	40	16	37
1	Толуол	28	84	39	17	38
2	Уксусная кислота	29	83	38	18	39
3	Бензол	30	82	37	19	40
4	Метиловый спирт, 40 %	31	81	36	20	41
5	Этиловый спирт, 40 %	32	80	35	21	42
6	Сероуглерод	33	79	34	22	43
7	Глицерин, 50 %	34	78	33	23	44
8	Бутиловый спирт	35	77	32	24	45
9	Октан	36	76	31	25	46

*Примечание.* Параметры  $G_p, t1, t2$  выбрать по предпоследней цифре зачетной книжки. Параметры  $t3, t4$  выбрать по последней цифре зачетной книжки.



## Содержание:

1. Расчет водо-водяного теплообменника типа «труба в трубе».....	3
1.1 Задание на проектирование водо-водяного теплообменника типа «труба в трубе».....	3
1.2. Расчет водо-водяного теплообменника.....	3
2. Расчет кожухотрубчатого теплообменника.....	7
2.1. Задание на проектирование.....	7
2.2. Тепловой расчет подогревателя.....	7
2.3. Гидравлический расчет кожухотрубчатого теплообменника.....	15
2.4. Механический расчет кожухотрубчатого теплообменника.....	18
3. Расчет пластинчатого теплообменника.....	19
3.1. Задание на проектирование.....	19
3.2. Тепловой расчет подогревателя.....	19
3.3. Компонировочный расчет и уточнение рабочей поверхности теплообменного аппарата.....	23
3.4. Гидромеханический расчет пластинчатого теплообменника.....	25
4. Расчет спирального теплообменника .....	26
4.1. Задание на проектирование.....	26
4.2. Тепловой расчет охладителя.....	26
4.3. Конструктивный расчет.....	31
4.4. Гидромеханический расчет охладителя.....	32
Список использованной литературы.....	33

## 1. Расчет водо-водяного теплообменника типа «труба в трубе»

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

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

- 1) коэффициент теплопроводности стальной трубы  $\lambda_{ст} = 57 \text{ Вт/м} \cdot ^\circ\text{C}$ ;
- 2) длина одной секции  $l = 2,5 \text{ м}$ ;
- 3) температура греющей воды на входе  $t_{ж1}' = 130 ^\circ\text{C}$ ;
- 4) температура греющей воды на выходе  $t_{ж1}'' = 65 ^\circ\text{C}$ ;
- 5) греющая вода движется по внутренней стальной трубе диаметром  $d_2 / d_1 = 57 / 51 \text{ мм}$ ;
- 6) температура нагреваемой воды на входе  $t_{ж2}' = 12 ^\circ\text{C}$ ;
- 7) температура греющей воды на выходе  $t_{ж2}'' = 40 ^\circ\text{C}$ ;
- 8) диаметр внешней трубы  $D_2 / D_1 = 76 / 71$ ;
- 9) количество передаваемой теплоты  $Q = 100 \text{ кВт}$ .

### 1.2. Расчет водо-водяного теплообменника типа «труба в трубе»

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

$$t_{ср1} = 0,5(t_{ж1}' + t_{ж1}'') = 0,5(130 + 65) = 97,5 ^\circ\text{C};$$

$$t_{ср2} = 0,5(t_{ж2}' + t_{ж2}'') = 0,5(12 + 40) = 26 ^\circ\text{C}.$$

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

Таблица 1

Физические величины	Для воды	
	при $t=26^\circ\text{C}$	при $t=97,5^\circ\text{C}$
Плотность, $\text{кг/м}^3$	$\rho_v = 995,7$	$\rho_v = 958,4$
Теплоемкость, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$	$c_p = 4,174$	$c_p = 4,220$
Теплопроводность, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$	$\lambda_{ж2} = 0,618$	$\lambda_{ж1} = 0,683$
Кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$	$\nu_{ж2} = 0,805 \cdot 10^{-6}$	$\nu_{ж1} = 0,295 \cdot 10^{-6}$
Критерий Прандтля для среды	$Pr_{ж2} = 5,42$	$Pr_{ж1} = 1,75$

Из уравнения теплового баланса определяем расходы теплоносителей

$$Q = G_1 c_{p1}(t_1' - t_1'') = G_2 c_{p2}(t_2' - t_2'');$$

$$G_1 = \frac{Q}{c_{p1}(t_1' - t_1'')} = \frac{100}{4,220(130 - 65)} = 0,365 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

$$G_2 = \frac{Q}{c_{p2}(t_2' - t_2'')} = \frac{100}{4,174(40 - 12)} = 0,857 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Определяем скорость движения греющей воды

$$\omega_1 = \frac{4G_1}{\rho_{ж1} \pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 0,365}{958,4 \cdot 3,14 \cdot 0,051^2} = 0,187 \text{ м/с}.$$

Определяем скорость движения нагреваемой воды

$$\omega_2 = \frac{4G_2}{\rho_{ж2}\pi(D_1^2 - d_2^2)} = \frac{4 \cdot 0,857}{995,7 \cdot 3,14(0,071^2 - 0,057^2)} = 0,612 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса для потока греющей воды

$$Re_{ж1} = \frac{\omega_1 d_1}{\nu_{ж1}} = \frac{0,187 \cdot 0,051}{0,295 \cdot 10^{-6}} = 32328.$$

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

$$Nu_{ж1} = 0,021 \cdot Re_{ж1}^{0,8} \cdot Rr_{ж1}^{0,43} \left( \frac{Rr_{ж1}}{Rr_{с1}} \right)^{0,25}$$

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

$$t_{с1} \approx 0,5(t_{рс1} + t_{ср2}) = 0,5(97,5 + 26) = 61,75 \text{ }^\circ\text{C}$$

Число Прандтля по температуре стенки  $t_{с1} = 62 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $Pr = 2,98$ .

Число Нуссельта со стороны греющей воды

$$Nu_{ж1} = 0,021 \cdot Re_{ж1}^{0,8} \cdot Rr_{ж1}^{0,43} \left( \frac{Rr_{ж1}}{Rr_{с1}} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot 32328^{0,8} \cdot 1,75^{0,43} \left( \frac{1,75}{2,98} \right)^{0,25} = 94,70$$

Находим коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке трубы

$$\alpha_1 = Nu_{ж1} \frac{\lambda_{ж1}}{d_1} = 94,70 \cdot \frac{0,683}{0,051} = 1268,24 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

Число Рейнольдса для потока нагреваемой воды

$$Re_{ж2} = \frac{\omega_2 d_3}{\nu_{ж2}} = \frac{0,612 \cdot 0,014}{0,295 \cdot 10^{-6}} = 29044$$

где  $d_3 = D_1 - d_2 = 0,071 - 0,057 = 0,014 \text{ м.}$

Так как число  $Re > 10^4$ , режим движения жидкости турбулентный.

Принимаем в первом приближении температуру стенки со стороны нагреваемой воды

$$t_{с2} = t_{с1} = 62 \text{ }^\circ\text{C}$$

Число Прандтля по принятой температуре стенки

$$Pr_{с2} = Pr_{с1} = 2,98$$

Число Нуссельта со стороны нагреваемой воды определяем по выражению

$$\begin{aligned} Nu_{ж2} &= 0,017 \cdot Re_{ж2}^{0,8} \cdot Rr_{ж2}^{0,4} \left( \frac{Rr_{ж2}}{Rr_{с2}} \right)^{0,25} \left( \frac{D_1}{d_2} \right)^{0,18} = \\ &= 0,017 \cdot 29044^{0,8} \cdot 5,42^{0,4} \left( \frac{5,42}{2,98} \right)^{0,25} \left( \frac{0,071}{0,057} \right)^{0,18} = 208,13 \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемой воде

$$\alpha_2 = Nu_{ж2} \frac{\lambda_{ж2}}{d_3} = 208,13 \frac{0,618}{0,014} = 9187,45 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

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

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1268,24} + \frac{0,002}{57} + \frac{1}{9187,45}} = 1063,83 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

где  $\delta = (d_2 - d_1)/2$  — толщина стенки;  $\delta = (0,051 - 0,057)/2 = 0,0225 \text{ м.}$

Определяем наибольший и наименьший температурные напоры

$$\Delta t_6 = t_{ж1}' - t_{ж2}'' = 130 - 65 = 65 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_M = t_{ж1}'' - t_{ж2}' = 40 - 12 = 28 \text{ }^\circ\text{C}$$

Рассчитываем средний логарифмический температурный напор

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{65 - 28}{\ln \frac{65}{28}} = 43,94 \text{ }^\circ\text{C}$$

Определяем плотность теплового потока  
 $q = K \cdot \Delta t_{cp} = 1063,83 \cdot 43,94 = 46744,68 \text{ Вт/м}^2$

Площадь поверхности нагрева

$$F = \frac{Q}{q} = \frac{100 \cdot 10^3}{46744,68} = 2,14 \text{ м}^2$$

Определяем число секций

$$n = \frac{F}{\pi d_1 l} = \frac{2,14}{3,14 \cdot 0,051 \cdot 2,5} = 5,35 \approx 5$$

Находим температуру стенки трубы со стороны греющей воды

$$t_{c1} = t_{cp1} - \frac{q}{\alpha_1} = 97,5 - \frac{46744,68}{1268,24} = 60 \text{ °C}$$

Число Прандтля при этой температуре находим по табл. 2 (прил. 2)  $Pr = 2,98$ .

Уточненное значение поправки на изменение физических свойств греющей жидкости

$$\left( \frac{Rr_{ж1}}{Rr'_{c2}} \right)^{0,25} = \left( \frac{2,21}{2,55} \right)^{0,25} = 0,964$$

В первом приближении было принято

$$\left( \frac{Rr_{ж1}}{Rr_{c2}} \right)^{0,25} = \left( \frac{2,21}{2,98} \right)^{0,25} = 0,927$$

Находим температуру стенки трубы со стороны греющей воды

$$t_{c2} = t_{cp2} + \frac{q}{\alpha_2} = 41,5 + \frac{9111,14}{461,28} = 61,25 \text{ °C}$$

Число Прандтля при этой температуре находим по табл. 2 (прил. 2)

$Pr = 2,98$ .

Уточненное значение поправки на изменение физических свойств нагреваемой жидкости

$$\left( \frac{Rr_{ж2}}{Rr'_{c2}} \right)^{0,25} = \left( \frac{4,31}{2,98} \right)^{0,25} = 1,096$$

В первом приближении было принято

$$\left( \frac{Rr_{ж2}}{Rr_{c2}} \right)^{0,25} = \left( \frac{4,31}{2,98} \right)^{0,25} = 1,096$$

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

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

## 2. РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

### 2.1. Задание на проектирование

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

- 1) давление воды  $P_v = 0,148$  МПа;
- 2) температура воды на входе  $t_v' = 24$  °С;
- 3) температура воды на выходе  $t_v'' = 88$  °С;
- 4) расход воды  $G_v = 207$  м<sup>3</sup>/ч;
- 5) давление греющего пара  $P_n = 0,51$  МПа;
- 6) температура греющего пара  $t_n = 185$  °С.

### 2.2. Тепловой расчет подогревателя

При заданном давлении пара  $P_n = 0,51$  МПа и температуре  $t_s = 151,02$  °С по I—S диаграмме (прил. 2, рис. 1) определяют состояние пара. Если он перегрет, то имеются две зоны теплообмена:

- 1) охлаждение пара от  $t_n = 185$  °С до  $t_s = 151,02$  °С;
- 2) конденсация насыщенного пара на вертикальных трубах.

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

#### Определение тепловой нагрузки аппарата

Параметры теплоносителей находят по табл. 1 и 2 (прил. 2) при средних температурах воды  $t_{v,ср}$  и пара  $t_{n,ср}$ , °С:

$$t_{v,ср} = 0,5(t_v' + t_v'');$$

$$t_{v,ср} = 0,5(24 + 88) = 56$$
 °С,

где  $t_v'$  — температура воды на входе в подогреватель;  $t_v''$  — температура воды на выходе из подогревателя.

$$t_{n,ср} = 0,5(t_n + t_s);$$

$$t_{n,ср} = 0,5(185 + 151,02) = 168,01$$
 °С,

где  $t_n$  — температура перегретого пара, °С;  $t_s$  — температура насыщенного пара, °С, определяют по табл. 1 (прил. 2).

При  $t_{v,ср}$  принимают следующие справочные данные:

- 1)  $c_v = 4,179$  кДж/(кг·°С) — теплоемкость воды;
- 2)  $\rho_v = 983,2$  кг/м<sup>3</sup> — плотность воды;
- 3)  $\nu_v = 0,478 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с — коэффициент кинематической вязкости воды;
- 4)  $\lambda_v = 0,659$  Вт/(м·°С) — коэффициент теплопроводности воды;
- 5)  $Pr_v = 2,98$  — число Прандтля для воды.

При  $t_{n,ср}$  по табл. 1 (прил. 2) определяем следующее:

- 1)  $c_n = 2,57$  кДж/(кг·°С) — теплоемкость пара;
- 2)  $\rho_n = 4,1$  кг/м<sup>3</sup> — плотность пара;
- 3)  $\nu_n = 3,534 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с — коэффициент кинематической вязкости пара;
- 4)  $\lambda_n = 0,031$  Вт/(м·°С) — коэффициент теплопроводности пара;
- 5)  $Pr_n = 1,21$  — число Прандтля для пара.

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

$$Q = G_v \rho_v c_v (t_v'' - t_v');$$

$$Q = 0,0575 \cdot 983,2 \cdot 4,179 (88 - 24) = 15120,36$$
 кВт,

где  $G_v$  — объемный расход воды, м<sup>3</sup>/с;  $c_v$  — теплоемкость воды, кДж/(кг·°С);

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

$$Q_1 = D_n C_n (t_n - t_s),$$

где  $D_n$  — массовый расход пара, кг/с,  $D_n = 8,14$  кг/с;  $C_n$  — теплоемкость пара, кДж/(кг·°С).

Массовый расход пара, кг/с, рассчитывают

$$D_{\text{п}} = \frac{Q}{c_{\text{п}}(t_{\text{п}} - t_{\text{с}}) + r} = \frac{15120,36}{2,57(185 - 151,02) + 2034,7} = 7,125 \text{ кг/с},$$

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

Тогда

$$Q_1 = 7,125 \cdot 2,57 (185 - 151,02) = 622,216 \text{ кВт}.$$

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

$$Q_2 = D_{\text{п}} r = 7,125 \cdot 2034,7 = 14497,237 \text{ кВт}.$$

Суммарное значение переданной теплоты паром воде

$$Q = Q_1 + Q_2 = 622,216 + 14497,237 = 15119,453 \text{ кВт}.$$

Расчет коэффициента теплопередачи  
и конструктивных размеров аппарата

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

Определяют режим течения воды в трубах

$$Re = \frac{\omega_{\text{в}} d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{в}}} = \frac{1,8 \cdot 0,036}{0,478 \cdot 10^{-6}} = 135564,853$$

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

Так как  $Re > 104$ , то режим течения воды в трубах — турбулентный.

Критерий Нуссельта для турбулентного режима течения определяется по следующей формуле:

$$Nu_{\text{ж}} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \varepsilon_1 = 0,023 \cdot 135564,853^{0,8} \cdot 2,98^{0,4} \cdot 1 = 454,08$$

где  $Pr$  — число Прандтля для воды;  $\varepsilon_1$  — поправочный коэффициент, при отношении длины трубок к их диаметру  $l/d > 50$  коэффициент  $\varepsilon_1 = 1$ .

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

$$\alpha_{\text{ж}} = \frac{Nu_{\text{ж}} \lambda_{\text{ж}}}{d_{\text{вн}}} = \frac{454,08 \cdot 0,659}{0,036} = 8312,18 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)},$$

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

Рассчитывают количество трубок в трубной решетке:

$$n = \frac{4G_{\text{в}}}{\pi d_{\text{вн}}^2 \omega} = \frac{4 \cdot 0,0575}{3,14 \cdot 0,036^2 \cdot 1,8} = 31,5 \text{ шт.}$$

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

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

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

Внутренний диаметр корпуса аппарата составит:

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

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

При ромбическом расположении труб число шестиугольников для размещения труб определяется:

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

Число труб по диагонали наибольшего шестиугольника составит:

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

Общее число труб в шестиугольниках будет:

$$n^i = 1 + 3m + 3m^2 = 1 + 3 \cdot 3 + 3 \cdot 3^2 = 37$$

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

При радиальном шаге  $t$  радиусы окружностей будут:

$$r_i = it; r_i < d_{тр} / 2.$$

Соответственно длины окружностей будут равны:

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

Число труб на каждой окружности определится по формуле:

$$n_i = 2\pi i.$$

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

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

Скорость пара в межтрубном пространстве:

$$\omega_{п.} \frac{D_{п.}}{f_{м.п.} \cdot \rho_{п.}} = \frac{7,125}{0,084 \cdot 4,1} = 20,7 \text{ м/с},$$

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

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

$$Re = \frac{\omega_{п.} d_{э}}{\nu_{п.}} = \frac{20,7 \cdot 0,059}{3,534 \cdot 10^{-6}} = 345585,74$$

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

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

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

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

$$Nu_{ж.} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot 345585,74^{0,8} \cdot 1,21^{0,4} = 851,783$$

где  $Pr$  — число Прандтля для пара.

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

$$\alpha_{п.} = \frac{Nu_{п.} \cdot \lambda_{п.}}{d_{э}} = \frac{851,783 \cdot 0,031}{0,059} = 447,54 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$$

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

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

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ж.}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + R_{нак} + \frac{1}{\alpha_{п.}}} = \frac{1}{\frac{1}{8312,1} + \frac{0,001}{39} + 0,00033 + \frac{1}{447,54}} = 369$$

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

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

$$\Delta t_1 = \frac{(t_{п.} - t'_{в.}) - (t_s - t'''_{в.})}{\ln \frac{(t_{п.} - t'_{в.})}{(t_s - t'''_{в.})}}$$

$t'''$  — температура воды на границе между зонами, °C.

$$t'''_{в.} = t''_{в.} - \frac{D_{п.} c_{п.} (t_{п.} - t_s)}{G_{в.} c_{в.} \rho_{в.}} = 88 - \frac{7,125 \cdot 2,57 (185 - 151,02)}{0,0575 \cdot 4,179 \cdot 983,2} = 84,98$$

$$\Delta t_1 = \frac{(185 - 24) - (151,02 - 84,98)}{\ln \frac{(185 - 24)}{(151,02 - 84,98)}} = 106,02 \text{ °C}.$$

Поверхность теплообмена 1-й зоны составит:

$$F_1 = \frac{Q_1}{K_1 \cdot \Delta t_1} = \frac{622216}{369 \cdot 106,02} = 15,9 \text{ м}^2.$$

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

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

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

$$q_1 = 0.001 \frac{B'}{h_{0,25}^{0,75}} \Delta t_1^{0,75},$$

где  $B' = 1,34(5700 + 56t_s - 0,09t_s^2) = 1,34(5700 + 56 \cdot 151,02 - 0,09 \cdot 151,02^2) = 16220,01$  — безразмерный коэффициент;  $h_{тр} = 9$  м — предполагаемая высота трубок ( $h_{тр} = 1; 1,5; 2; 3; 4; 6; 9$  м);  $\Delta t_1 = t_p - t_{ст1}$  — температурный перепад между паром и наружной стенкой трубки, °C;  $t_{ст1}$  — температура на наружной поверхности стенки трубки, °C.

$$q_1 = 0.001 \frac{16220,01}{9^{0,25}} 106,02^{0,75} = 307,77 \text{ кВт/м}^2,$$

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

Таблица 1

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

$\Delta t_1$	10	20	30	40	50	60	70	80
$\Delta t_1^{0,75}$	5,6	9,5	12,8	15,9	18,8	21,6	24,2	26,7
$q_1$	52,4	88,9	119,8	148,8	175,9	202,2	226,5	249,9

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

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

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

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

Таблица 2

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

$\Delta t_2$	10	20	30	40	50	60	70	80
$q_2$	390	780	1170	1560	1950	2340	2730	3120

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

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

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

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

Таблица 3

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

$\Delta t_3$	10	20	30	40	50	60	70	80
$q_3$	30,3	60,6	90,9	121,2	151,5	181,8	212,1	242,4



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

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

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

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

Таблица 5

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

$\Delta t_4$	10	20	30	40	50	60	70	80
$q_4$	79,63	158,4	232,8	315,48	392,6	467,72	544,84	620,96

Средний температурный напор во 2-й зоне, °С:

$$\Delta t_2 = \frac{(t_s - t'_B) - (t_s - t'''_B)}{\ln \frac{(t_s - t'_B)}{(t_s - t'''_B)}} = \frac{(151,02 - 24) - (151,02 - 84,98)}{\ln \frac{(151,02 - 24)}{(151,02 - 84,98)}} = 93,81 \text{ °С}$$

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

$$q_2 = 0,001 \frac{\lambda_c}{\delta_c} \Delta t_2 = 0,001 \frac{39}{0,001} 94,26 = 3676,14$$

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

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

Полная разность температур между теплоносителями:

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

Графическое значение удельного потока  $q_{\text{гр}} = 135,47 \text{ кВт/м}^2$ .

$\Delta t, \text{ °С}$

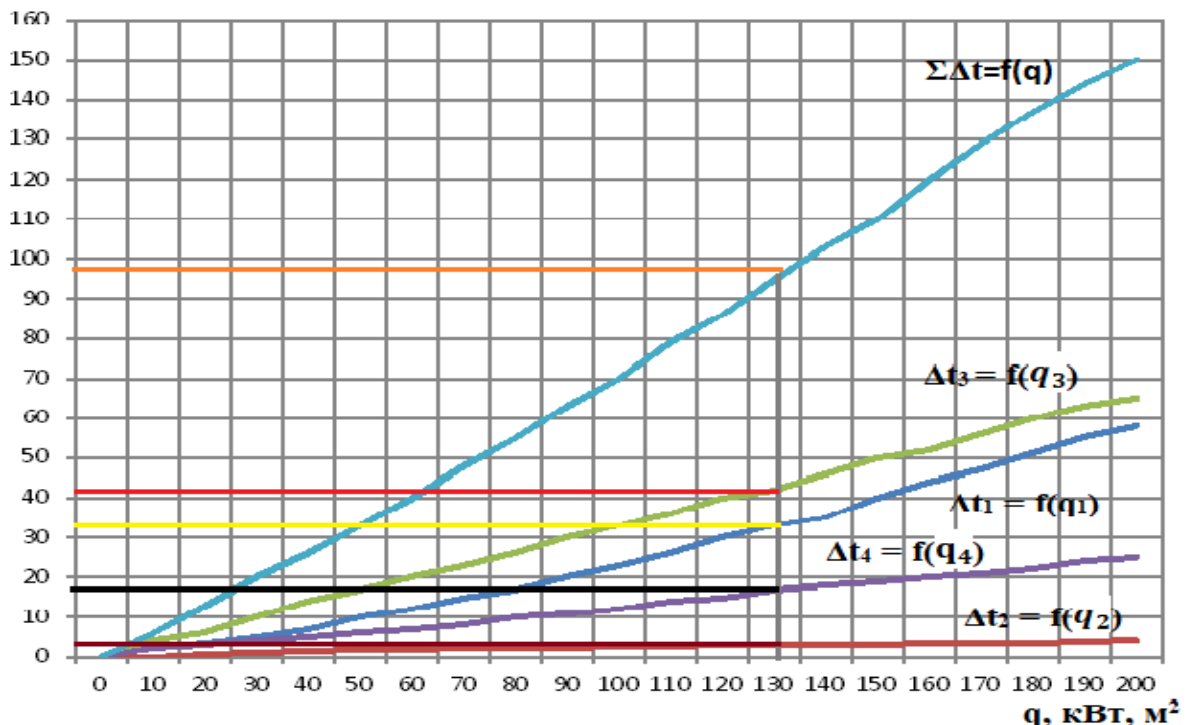


Рис. 1. Определение температурного напора графоаналитическим методом

Коэффициент теплопередачи во 2-й зоне будет найден:

$$k_2 = \frac{q_{\text{гр}}}{\Delta t_2} = \frac{135470}{93,81} = 1444,08 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}.$$

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

$$F_2 = \frac{Q_2}{q_{гр}} = \frac{14497}{135,47} = 107 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

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

$$F = F_1 + F_2 = 15,9 + 107 = 122,9.$$

Общая длина трубок, м:

$$L = \frac{F}{\pi d_{ср} n} = \frac{122,9}{3,14 \cdot 0,037 \cdot 31} = 34,12$$

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

Число ходов подогревателя:

$$Z = \frac{L}{h_{тр}} = \frac{34,12}{9} = 3,79.$$

Принимаем четырехходовый подогреватель.

Общее число трубок подогревателя составит:

$$n_{тр} = nZ = 31 \cdot 4 = 124 \text{ шт.}$$

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

Принимаем ромбическое расположение труб в трубной решетке. По табл. 5 (прил. 2) находим действительное значение количества труб в решетке  $n = 127$  и относительный диаметр трубной решетки  $d_{тр}/t = 12$ . Шаг между трубками диаметром  $d_{нар} = 38$  мм равен  $t = 48$  мм (прил. 2, табл. 6), тогда диаметр трубной решетки будет  $d_{тр} = d_{тр}/t \cdot t = 12 \cdot 48 = 576$  мм.

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

Внутренний диаметр корпуса аппарата составит:

$$D_{а.вн} = d_{тр} + d_{нар} + 2k = 576 + 38 + 20 = 634 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр многоходового теплообменника определяют с учетом размещения перегородок в распределительной камере и руководствуются рекомендациями [7]. Принимаем  $D_{а.вн} = 700$  мм.

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

$$f_{м.п.} = \frac{\pi}{4} (D_{а.вн}^2 - n d_{нар}^2) = \frac{3,14}{4} (0,7^2 - 127 \cdot 0,038^2) = 0,36$$

Коэффициент, учитывающий сужение живого сечения межтрубного пространства:

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

Расстояние между сегментными перегородками, м:

$$l_c = \frac{f_{м.п.}}{D_{а.вн} \left( 1 - \frac{d_{нар}}{t} \right)} = \frac{0,36}{0,7 \left( 1 - \frac{0,038}{0,048} \right)} = 1,5$$

Эквивалентная длина пути теплоносителя, м:

$$L_{экр} = l_c + D_{а.вн} - \frac{4}{3} b = 1,5 + 0,7 - \frac{4}{3} \cdot 0,14 = 2,5 \text{ м,}$$

где  $b = D_{а.вн} (0,2 - 0,4) = 0,7 \cdot 0,2 = 0,14$  м — расстояние от края сегментной перегородки до корпуса аппарата.

Площадь живого сечения межтрубного пространства с учетом перегородок:

$$f_{пр} = \frac{f_{м.п.} l_c \varphi}{L_{экр}} = \frac{0,36 \cdot 1,5 \cdot 0,56}{2,5} = 0,12 \text{ м}^2,$$

Скорость пара в межтрубном пространстве:

$$\omega_{п} = \frac{D_{п}}{f_{пр} \rho_{п}} = \frac{7,125}{0,12 \cdot 4,1} = 14,48 \text{ м/с,}$$

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

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

$$Re = \frac{\omega_{\text{п}} d_{\text{э}}}{\nu_{\text{п}}} = \frac{14,48 \cdot 0,048}{3,534 \cdot 10^{-6}} = 196695,51,$$

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

$$d_{\text{э}} = \frac{4f_{\text{пр}}}{U} = \frac{4 \cdot 0,12}{10} = 0,048,$$

где  $U = \pi(D_{\text{а.вн}} + nd_{\text{нар}}) = 3,14(0,8 + 62,7 \cdot 0,038) = 10$  м — смоченный периметр.

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

$$Nu_{\text{ж}} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot 196695,51^{0,8} \cdot 1,21^{0,4} = 426,75 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

где  $Pr$  — число Прандтля для пара.

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

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{Nu_{\text{п}} \lambda_{\text{п}}}{d_{\text{э}}} = \frac{426,75 \cdot 0,031}{0,048} = 275,6$$

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

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

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{ж}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + R_{\text{нак}} + \frac{1}{\alpha_{\text{п}}}} = \frac{1}{\frac{1}{8312} + \frac{0,001}{39} + 0,00033 + \frac{1}{275,6}} = 245,33$$

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

Считаем, что температурный напор в 1-й зоне не изменится  $\Delta t_1 = 83,39^\circ\text{C}$ , тогда поверхность теплообмена 1-й зоны составит:

$$F_1 = \frac{Q_1}{k_1 \Delta t_1} = \frac{622216}{245,33 \cdot 106,02} = 23,92 \text{ м}^2$$

Так как температурный напор  $\Delta t_2 = 94,26^\circ\text{C}$  во 2-й зоне не изменяется, то коэффициент теплопередачи останется прежним  $k_2 = 1437,2 \text{ Вт / (м} \cdot ^\circ\text{C)}$ , а следовательно, поверхность теплообмена также не изменится  $F_2 = 107,31 \text{ м}^2$ .

Суммарная поверхность теплообмена:

$$F = F_1 + F_2 = 23,92 + 107 = 130,92 \text{ м}^2.$$

Длина трубок, м, в одном ходу:

$$h_{\text{тр}} = \frac{F}{\pi \cdot d_{\text{ср}} \cdot n_{\text{тр}}} = \frac{130,92}{3,14 \cdot 0,037 \cdot 124} = 9,08.$$

Принимаем четырехходовой подогреватель с внутренним диаметром кожуха  $D_{\text{а.вн}} = 700$  мм, диаметром трубок  $d = 38 \times 2$ , длиной трубок  $h_{\text{тр}} = 10$  м, поверхностью теплообмена  $F = 1149,32 \text{ м}^2$ , площадью проходного сечения в трубном пространстве  $f_{\text{т.п}} = 0,15 \text{ м}^2$ , в межтрубном —  $f_{\text{пр}} = 0,21 \text{ м}^2$  [7].

### 2.3. Гидравлический расчет кожухотрубчатого теплообменника

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

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

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

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

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

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

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

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

Коэффициент сопротивления трения для чистых трубок можно рассчитать по формуле:

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{1}{(1,8 \cdot \ln Re_{\text{ж}} - 1,5)^2} = \frac{1}{(1,8 \cdot \ln 135564,853 - 1,5)^2} = 0,0026$$

Вычисляем:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{0,0026 \cdot 34,15 \cdot 1,8^2 \cdot 983,2}{0,036 \cdot 2} = 3893,5 \text{ Па}$$

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

$$\Delta P_{\text{м}} = \xi \frac{\omega^2 \rho}{2} = 1,5 \frac{1,8^2 \cdot 983,2}{2} = 2389,176,$$

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

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

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

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

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

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

Полный напор, необходимый для движения воды через аппарат:

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}} = 3893,5 + 2389,176 = 6282,676 \text{ Па.}$$

Мощность, необходимая для перемещения воды через подогреватель:

$$N = \frac{G_{\text{в}} \Delta P}{1000 \eta} = \frac{0,0575 \cdot 6282,676}{1000 \cdot 0,85} = 0,425 \text{ кВт,}$$

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

Расчет диаметров патрубков

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

$$F_{\text{пат}}^{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{\omega_{\text{в}}} = \frac{0,0575}{1,8} = 0,032 \text{ м}^2$$

Тогда диаметр патрубка:

$$d_{\text{пат}}^{\text{в}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{пат}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,032}{3,14}} = 0,2 \text{ м.}$$

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

$$F_{\text{пат}}^{\text{п}} = \frac{D_{\text{п}}}{\omega_{\text{п}} \rho_{\text{п}}} = \frac{7,145}{14,48 \cdot 4,1} = 0,12 \text{ м}^2,$$

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

Тогда диаметр входного патрубка для ввода пара:

$$d_{\text{пат}}^{\text{п}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{пат}}^{\text{п}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,12}{3,14}} = 0,39 \text{ м.}$$

Скорость конденсата в выходном патрубке принимают равной  $\omega_k = 3$  м/с. Плотность конденсата находят при температуре насыщения пара  $t_s$  по табл. 1 (прил. 2) ( $\rho_k = 907,4$  кг/м<sup>3</sup>).

Площадь сечения патрубка:

$$F_{\text{пат}}^k = \frac{D_{\text{п}}}{\omega_k \rho_k} = \frac{7,145}{3 \cdot 907,4} = 0,0026 \text{ м}^2.$$

Тогда диаметр патрубка для выхода конденсата:

$$d_{\text{пат}}^k = \sqrt{\frac{4F_{\text{пат}}^k}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0026}{3,14}} = 0,057 \text{ м}.$$

Находят размеры патрубка для откачки воздуха. Принимают расход воздуха  $G_{\text{воз}} = 0,05D_{\text{п}} = 0,05 \cdot 7,145 = 0,36$  кг/с, скорость воздуха  $\omega_{\text{воз}} = 8$  м/с.

Площадь сечения патрубка:

$$F_{\text{пат}}^{\text{воз}} = \frac{G_{\text{воз}}}{\omega_{\text{воз}} \rho_{\text{воз}}} = \frac{0,36}{8 \cdot 0,797} = 0,056 \text{ м}^2,$$

где  $\rho_{\text{воз}} = 0,797$  кг/м<sup>3</sup> — плотность воздуха при средней температуре пара (принимают по прил. 2, табл. 16).

Тогда диаметр патрубка для откачки воздуха:

$$d_{\text{пат}}^{\text{воз}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{пат}}^{\text{воз}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,056}{3,14}} = 0,27 \text{ м}.$$

## 2.4. Механический расчет кожухотрубчатого теплообменника

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

### 3. РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

#### 3.1. Задание на проектирование

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

- 1) давление на стороне масла  $P_m = 0,52$  МПа;
- 2) температура масла на входе  $t'_m = 33$  °С;
- 3) температура масла на выходе  $t''_m = 91$  °С;
- 4) располагаемый расход пара  $D = 1,36$  кг/с;
- 5) температура греющего пара  $t_n = 142$  °С;
- 6) температура конденсации  $t_h = 132$  °С;
- 7) давление пара в конденсаторе  $P_k = 0,3$  МПа;
- 8) располагаемый напор на стороне масла  $\Delta P = 101$  кПа.

#### 3.2. Тепловой расчет подогревателя

При заданной температуре пара  $t_n = 142$  °С и давлении пара в конденсаторе  $P_k = 0,3$  МПа по I—S диаграмме определяют состояние пара. Если он перегрет, то имеется две зоны теплообмена:

- 1) охлаждение пара от  $t_n = 158$  °С до  $t_h = 148$  °С;
- 2) конденсация насыщенного пара на пластинах.

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

$$t_{m,ср} = 0,5(t'_m + t''_m) = 0,5(33+91) = 62$$
 °С;

где  $t'_m = 30$  °С — температура масла на входе в подогреватель;  $t''_m = 88$  °С — температура масла на выходе из подогревателя.

$$t_{n,ср} = 0,5(t_n + t_h) = 0,5(142+132) = 137$$
 °С;

где  $t_n = 158$  °С — температура перегретого пара, °С;  $t_h = 148$  °С — температура насыщенного пара, °С, определяют по табл. 1 (прил. 2).

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

Физические характеристики теплоносителей

Таблица 6

Физические величины	Для пара при $t_{n,ср} = 137$ °С	Для конденсата при $t_k = 132$ °С	Для масла при $t_{m,ср} = 62$ °С
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	$\rho_n = 1,59$	$\rho_k = 932$	$\rho_m = 871,5$
Теплоемкость, кДж/(кг·°С)	$c_n = 2,09$	$c_k = 4,19$	$c_m = 1,897$
Теплопроводность, Вт/(м·°С)	$\lambda_n = 0,2791$	$\lambda_k = 0,685$	$\lambda_m = 0,1389$
Кинематическая вязкость, м <sup>2</sup> /с	$\nu_n = 6,89 \cdot 10^{-6}$	$\nu_k = 0,228 \cdot 10^{-6}$	$\nu_m = 110,6 \cdot 10^{-6}$
Критерий Прандтля для среды	$Pr_n = 1,12$	$Pr_k = 1,33$	$Pr_m = 1320$
Теплота парообразования, кДж/кг	$r = 2160$	—	—

Количество теплоты, передаваемой в единицу времени

$$Q = D_n c_n (t_n - t_h) + D_n r = 1,36 \cdot 2,09 (142 - 132) + 1,36 \cdot 2160 = 2966$$
 кВт

Расход нагреваемого масла заданным количеством пара составит

$$G_m = \frac{Q}{c_m (t''_m - t'_m)} = \frac{2966}{1,897 (91 - 33)} = 156,35 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

Объемный расход масла

$$V = \frac{G_m}{\rho_m} = \frac{27,98}{871,5} = 0,0321 \text{ м}^3/\text{с}$$

Средний логарифмический температурный напор между теплоносителями рассчитывают по формуле

$$t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}$$

где  $\Delta t_6$  — наибольший температурный напор между теплоносителями, °C;  $\Delta t_m$  — наименьший температурный напор между теплоносителями, °C.

Схема потоков в аппарате

$$\begin{aligned} 142 \text{ °C} &\rightarrow 132 \text{ °C}; \\ 33 \text{ °C} &\leftarrow 91 \text{ °C}. \end{aligned}$$

Температурные напоры

$$\begin{aligned} \Delta t_6 &= 142 - 33 = 109 \text{ °C} \\ \Delta t_m &= 132 - 91 = 41 \text{ °C} \end{aligned}$$

Средний логарифмический температурный напор

$$t_{cp} = \frac{109 - 41}{\ln \frac{109}{41}} = 69,6$$

Расчет поверхности теплообмена ведем методом последовательных приближений.

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

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

Ориентировочная поверхность теплообмена

$$F_{op} = \frac{Q}{k_{op} \Delta t_{cp}} = \frac{2966000}{445 \cdot 69,6} = 95,76 \text{ м}^2$$

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

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

площадь поверхности теплообмена —  $0,5 \text{ м}^2$ ;  
эквивалентный диаметр —  $0,008 \text{ м}$ ;  
площадь поперечного сечения канала —  $0,0018 \text{ м}^2$ ;  
приведенная длина канала —  $1,15 \text{ м}$ ;  
шаг гофр —  $0,018 \text{ м}$ ;  
высота гофр —  $0,004 \text{ м}$ ;  
ширина канала —  $0,45 \text{ м}$ ;  
средний зазор в канале для прохода среды —  $0,004 \text{ м}$ ;  
габаритные размеры пластины:  
длина —  $1,38 \text{ м}$ , ширина —  $0,5 \text{ м}$ , толщина —  $1 \text{ мм}$ ;  
масса одной пластины —  $5,4 \text{ кг}$ ;  
диаметр присоединяемых штуцеров —  $150 \text{ мм}$ .

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

Удельная тепловая нагрузка аппарата приблизительно будет

$$q = \frac{Q}{F_{op}} = \frac{2966000}{100} = 29660 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

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

$$Re_k = \frac{qL_{\text{п}}}{r \cdot \rho_k \cdot v_k} = \frac{29660 \cdot 1,15}{21143000 \cdot 932 \cdot 0,228 \cdot 10^{-6}} = 7,59.$$

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

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

$$Nu_k = 240 \cdot Re_k^{0,7} \cdot Pr_k^{0,4} = 240 \cdot 7,59^{0,7} \cdot 1,33^{0,4} = 1110,144$$

где  $Pr_k$  — число Прандтля для конденсата.

Коэффициент теплоотдачи от пленки конденсата к стенке

$$\alpha_k = \frac{Nu_k \lambda_k}{L_{\text{п}}} = \frac{1110,144 \cdot 0,685}{1,15} = 661,26 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$$

где  $\lambda_k$  — теплопроводность конденсата, Вт/(м·°C).

Для ориентировочного расчета рационального значения скорости масла принимают  $\xi_m = 3,0$ ;  $\alpha_m = 800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$ .

Рассчитывают среднюю температуру стенки

$$t_{\text{с.ср}} = \frac{(t_{\text{м.ср}} + t_{\text{п.ср}})}{2} = \frac{(62 + 137)}{2} = 99,5 \text{ °C};$$

Скорость движения теплоносителя

$$\omega_m = 2 \sqrt[3]{\frac{\alpha_m (t_{\text{с.ср}} - t_{\text{м.ср}}) \Delta p}{c_m (t''_m - t'_m) \rho_m^2 \xi_m}} = 2 \sqrt[3]{\frac{800(99,5 - 62)100000}{1897(91 - 33)871,5^2 \cdot 3}} = 0,4574 \text{ м/с}$$

где  $\Delta p = 100000 \text{ Па}$  — располагаемый напор на преодоление гидравлических сопротивлений потоком масла;  $c_m$  — теплоемкость масла, кДж/(кг·°C);  $\rho_m$  — плотность масла, кг/м<sup>3</sup>.

Критерий Рейнольдса для потока масла

$$Re_m = \frac{\omega_m d_{\text{э}}}{v_m} = \frac{0,4574 \cdot 0,008}{110,6 \cdot 10^{-6}} = 33,08.$$

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

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

$$\xi_m = \frac{22,4}{Re^{0,25}} = \frac{22,4}{33,08^{0,25}} = 9,3 > 3$$

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

Принимаем  $\xi_m = 10,5$ ;  $\alpha_m = 800 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$ .

Скорость движения теплоносителя

$$\omega_m = 2 \sqrt[3]{\frac{\alpha_m (t_{\text{ст.ср}} + t_{\text{м.ср}}) \Delta p}{c_m (t''_m + t'_m) \rho_m^2 \xi_m}} = 2 \sqrt[3]{\frac{800(99,5 - 62)100000}{1897(91 - 33)871,5^2 \cdot 10,5}} = 0,30128$$

Критерий Рейнольдса для потока масла

$$Re_m = \frac{\omega_m d_{\text{э}}}{v_m} = \frac{0,30128 \cdot 0,008}{110,6 \cdot 10^{-6}} = 21,79.$$

Коэффициент общего гидравлического сопротивления

$$\xi_m = \frac{22,4}{Re^{0,25}} = \frac{22,4}{21,79^{0,25}} = 10,37$$

Полученный коэффициент общего гидравлического сопротивления удовлетворяет заданному значению.

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



$$Nu_M = 0,1 \cdot Re_M^{0,73} \cdot Pr_M^{0,43} \left( \frac{Pr_M}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} = 0,135 \cdot 21,79^{0,73} \cdot 1320^{0,43} \left( \frac{1320}{327} \right)^{0,25} = 39,64$$

где  $Pr_M$  — критерий Прандтля для масла;  $Pr_{ст}$  — критерий Прандтля для масла при средней температуре стенки  $t_{с.ср} = 99,5^\circ\text{C}$ .

Коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому маслу

$$\alpha_M = \frac{Nu_M \lambda_M}{d_э} = \frac{39,64 \cdot 0,1389}{0,008} = 688,34 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

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

Коэффициент теплопередачи в аппарате

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \frac{\delta_{ст}}{\gamma_{ст}} + \frac{1}{\alpha_M}} = \frac{1}{\frac{1}{661,26} + \frac{0,001}{15,9} + \frac{1}{688,34}} = 333,33 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Площадь поверхности теплопередачи в первом приближении

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{ср}} = \frac{2966000}{333,33 \cdot 69,18} = 105,65 \text{ м}^2$$

Так как полученная площадь поверхности теплообмена больше заданной площади ( $F_{оп} = 100 \text{ м}^2$ ), то оставляем принятое значение.

### 3.3. Компонировочный расчет и уточнение рабочей поверхности теплообменного аппарата

Площади поперечного сечения пакетов теплообменника со стороны масла находят по формуле

$$f_{п.м.} = \frac{V_M}{\omega_M} = \frac{0,0321}{0,30128} = 0,106 \text{ м}^2$$

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

Число каналов в одном пакете для масла

$$m_M = \frac{f_{п.м.}}{f_1} = \frac{0,106}{0,0018} = 59,19 \approx 59$$

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

Поверхность теплообмена одного пакета

$$F_{п.} = F_1 n_{п.} = 0,5 \cdot 118 = 59$$

где  $F_1$  — площадь поверхности теплообмена одной пластины,  $\text{м}^2$ ;  $n_{п.} = 118$  — число пластин в пакете. Число пакетов теплообменника со стороны масла

$$X_M = \frac{F}{F_{п.}} = \frac{100}{59} = 1,69$$

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

Первый вариант.  $X_M = 1$ .

Общее число пластин в аппарате

$$n_{п.} = \frac{F + 2F_1}{F_1} = \frac{100 + 2 \cdot 0,5}{0,5} = 202$$

тогда число каналов в аппарате

$$m = n_{п.} - 1 = 202 - 1 = 201$$

Выбираем компоновочную схему  $G_X = \frac{76}{75}$

При этом фактическая площадь поперечного сечения пакета со стороны масла

$$f_{п.м.} = m f_1 = 201 \cdot 0,0018 = 0,3618$$

Фактическая скорость движения масла в каналах

$$\omega_M = \frac{V_M}{f_{п.м.}} = \frac{0,0321}{0,3618} = 0,0887 \text{ м}/\text{с}$$

При этих условиях определяем параметры

$$Re_M = \frac{\omega_M d_3}{v_M} = \frac{0,302 \cdot 0,008}{110,6 \cdot 10^{-6}} = 21,9.$$

$$Nu_M = 0,135 \cdot Re_M^{0,73} \cdot Rr_M^{0,43} \left( \frac{Rr_M}{Rr_{CT}} \right)^{0,25} = 0,135 \cdot 21,9^{0,73} \cdot 1320^{0,43} \left( \frac{1320}{327} \right)^{0,25} = 39,8$$

$$\alpha_M = \frac{Nu_M \lambda_M}{d_3} = \frac{39,8 \cdot 0,1389}{0,008} = 691,06 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_K} + \frac{\delta_{CT}}{\gamma_{CT}} + \frac{1}{\alpha_M}} = \frac{1}{\frac{1}{661,26} + \frac{0,001}{15,9} + \frac{1}{691,06}} = 337,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$$

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}} = \frac{2966000}{337,6 \cdot 69,6} = 126,22 \approx 126 \text{ м}^2 > 75 \text{ м}^2$$

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

Общее гидравлическое сопротивление подогревателя со стороны масла, Па

$$\Delta P_M = \xi_M \frac{L_{II} \rho_M \omega_M^2}{d_3 2} X_M = 10,36 \frac{1,15 \cdot 871,5 \cdot 0,302^2}{0,008 \cdot 2} 1 = 59185,9$$

где  $\xi_M = \frac{22,4}{Re^{0,25}} = \frac{22,4}{21,9^{0,25}} = 10,36$  — коэффициент общего гидравлического сопротивления со стороны масла.

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

Второй вариант.  $X_M = 2$ .

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

При этом фактическая площадь поперечного сечения пакета со стороны масла

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

Фактическая скорость движения масла в каналах

$$\omega_M = \frac{V_M}{f_{п.м.}} = \frac{0,0321}{0,067} = 0,479 \text{ м/с}$$

При этих условиях определяем параметры

$$Re_M = \frac{\omega_M d_3}{v_M} = \frac{0,479 \cdot 0,008}{110,6 \cdot 10^{-6}} = 34,65.$$

$$Nu_M = 0,135 \cdot Re_M^{0,73} \cdot Rr_M^{0,43} \left( \frac{Rr_M}{Rr_{CT}} \right)^{0,25} = 0,1 \cdot 34,65^{0,73} \cdot 1320^{0,43} \left( \frac{1320}{327} \right)^{0,25} = 41,2$$

$$\alpha_M = \frac{Nu_M \lambda_M}{d_3} = \frac{41,2 \cdot 0,1389}{0,008} = 715,335 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_K} + \frac{\delta_c}{\gamma_c} + \frac{1}{\alpha_M}} = \frac{1}{\frac{1}{661,26} + \frac{0,001}{15,9} + \frac{1}{715,335}} = 349,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$$

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}} = \frac{2966000}{349,4 \cdot 69,6} = 121,9 \text{ м}^2 > 75 \text{ м}^2$$

Общее гидравлическое сопротивление подогревателя со стороны масла, Па

$$\Delta P_M = \xi_M \frac{L_{II} \rho_M \omega_M^2}{d_3 2} X_M = 9,23 \frac{1,15 \cdot 871,5 \cdot 0,479^2}{0,008 \cdot 2} = 26530,65$$

Где  $\xi_M = \frac{22,4}{Re^{0,25}} = \frac{22,4}{34,65^{0,25}} = 9,23$  — коэффициент общего гидравлического сопротивления со стороны масла.

При данной схеме располагаемый напор недостаточен для преодоления потоком масла гидравлических сопротивлений, поэтому принимают в качестве рабочей схемы

вариант 1. К установке принимаем пластинчатый теплообменник ПТ-РС-0,5-88-2К, с поверхностью теплообмена  $F = 103 \text{ м}^2$  и со схемой компоновки пластин  $G_X = \frac{76}{75}$

### 3.4. Гидромеханический расчет пластинчатого теплообменника

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

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

Скорость движения масла в штуцере

$$\omega_{\text{м.шт}} = \frac{V_{\text{м}}}{f_d} = \frac{0,0321}{0,035} = 0,917 \text{ м/с}$$

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

Потери давления в штуцере

$$\Delta P_{\text{шт}} = \xi_{\text{м}} \frac{\rho_{\text{м}} \omega_{\text{м.шт}}^2}{2} = 1,5 \frac{871,5 \cdot 0,917^2}{2} = 549,6 \text{ Па}$$

Общее сопротивление теплообменного аппарата со стороны масла составит

$$\Delta P = \Delta P_{\text{м}} + 2\Delta P_{\text{шт}} = 26530,65 + 2 \cdot 549,6 = 27629,8 \text{ Па}$$

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

$$N_{\text{р}} = \frac{V_{\text{м}} \Delta P}{\eta_{\text{н}}} = \frac{0,0321 \cdot 27629,8}{0,7} = 1267,03 \text{ Вт}$$

где  $\eta_{\text{н}} = 0,7$  — КПД насоса, определяется характеристиками  $V$  и  $\Delta P$ .

## 4. РАСЧЕТ СПИРАЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

### 4.1. Задание на проектирование

Для охлаждения бутилового спирта необходимо запроектировать спиральный теплообменник, который будет работать при следующих условиях:

- 1) количество раствора этилового спирта  $G_p = 35$  т/ч ;
- 2) начальная температура раствора  $t_1 = 77$  °С;
- 3) конечная температура раствора  $t_2 = 32$  °С;
- 4) температура охлаждающей воды на входе в аппарат  $t_3 = 17$  °С;
- 5) температура охлаждающей воды на выходе из аппарата  $t_4 = 38$  °С.

### 4.2. Тепловой расчет охладителя

Физические параметры теплоносителей определяют при их средних температурах.

Средняя температура раствора КОН

$$t_{p,ср} = 0,5(t_1 + t_2) = 0,5(77+32) = 54,5^\circ\text{C};$$

где  $t_1 = 80$  °С — температура раствора на входе в охладитель;  $t_2 = 35$  °С — температура раствора на выходе из охладителя.

Средняя температура воды

$$t_{в,ср} = 0,5(t_3 + t_4) = 0,5(17+38) = 27,5^\circ\text{C};$$

где  $t_3 = 25$  °С — температура охлаждающей воды на входе в аппарат;  $t_4 = 46$  °С — температура охлаждающей воды на выходе из аппарата.

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

Физические характеристики теплоносителей

Таблица 7

Физические величины	Для 40%-го бутилового спирта при $t_{p,ср} = 54,5$ °С	Для воды при $t_{в,ср} = 27,5$ °С
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	$\rho_p = 781$	$\rho_v = 995,7$
Теплоемкость, кДж/(кг·°С)	$c_p = 2,6$	$c_v = 4,174$
Теплопроводность, Вт/(м·°С)	$\lambda_p = 0,115$	$\lambda_v = 0,618$
Кинематическая вязкость, м <sup>2</sup> /с	$\nu_p = 0,5 \cdot 10^{-6}$	$\nu_v = 0,805 \cdot 10^{-6}$
Критерий Прандтля для среды $Pr = \frac{\nu \cdot c \cdot \rho}{\lambda}$	$Pr_p = 4,4$	$Pr_v = 5,42$

Тепловая нагрузка аппарата

$$Q = G_p c_p (t_1 - t_2) = 9,72 \cdot 2,6(77-32) = 884,52 \text{ кВт}$$

где  $G_p = 9,72$  кг/с — расход раствора бутилового спирта;  $c_p = 2,6$  кДж/(кг·°С) — теплоемкость раствора.

Расход охлаждающей воды составит

$$G_v = \frac{Q}{c_v(t_4 - t_3)} = \frac{884,52}{4,174(38 - 17)} = 10 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

где  $c_v = 4,174$  кДж/(кг·°С) — теплоемкость воды.

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

$$t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}$$

где  $\Delta t_6$  — наибольший температурный напор между теплоносителями, °C;  $\Delta t_m$  — наименьший температурный напор между теплоносителями, °C.

Схема потоков в аппарате

$$\begin{aligned} 77^\circ\text{C} &\rightarrow 32^\circ\text{C}; \\ 38^\circ\text{C} &\leftarrow 17^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Температурные напоры

$$\begin{aligned} \Delta t_6 &= 77 - 38 = 39 \\ \Delta t_m &= 32 - 17 = 15 \end{aligned}$$

Средний логарифмический температурный напор

$$t_{\text{ср}} = \frac{39 - 15}{\ln \frac{39}{15}} = 25,26^\circ\text{C}$$

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

$$f = \frac{G_p}{\rho_p \omega_p} = \frac{9,72}{781 \cdot 1} = 0,005 \text{ м}^2$$

где  $\rho_p = 910 \text{ кг/м}^3$  — плотность раствора.

Отсюда эффективная высота теплообменника (эффективная ширина ленты)

$$b_e = \frac{f}{\delta} = \frac{0,005}{0,012} = 0,41 \text{ м}$$

Принимаем ширину ленты  $b_e = 0,4$  м (прил. 2, табл. 15), тогда площадь поперечного сечения канала

$$f = b_e \cdot \delta = 0,41 \cdot 0,012 = 0,82 \text{ м}^2$$

Эквивалентный диаметр спирального теплообменника находят по формуле

$$d_3 = \frac{2b \cdot \delta}{b + \delta} = \frac{2 \cdot 0,41 \cdot 0,012}{0,41 + 0,012} = 0,023 \text{ м}$$

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

Действительная скорость движения раствора КОН по каналу теплообменника

$$\omega_p = \frac{G_p}{f \rho_p} = \frac{9,72}{0,005 \cdot 781} = 2,48$$

Скорость охлаждающей воды в канале теплообменника

$$\omega_v = \frac{G_v}{f \rho_v} = \frac{10}{0,005 \cdot 995,7} = 2$$

Критерий Рейнольдса для раствора

$$Re_p = \frac{\omega_p d_3}{\nu_p} = \frac{2,05 \cdot 0,023}{0,5 \cdot 10^{-6}} = 94300.$$

где  $\nu_p = 0,5 \cdot 10^{-6}$  — кинематическая вязкость бутилового спирта.

Рассчитывают наружный диаметр спирали (рис. 7), м

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

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

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

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

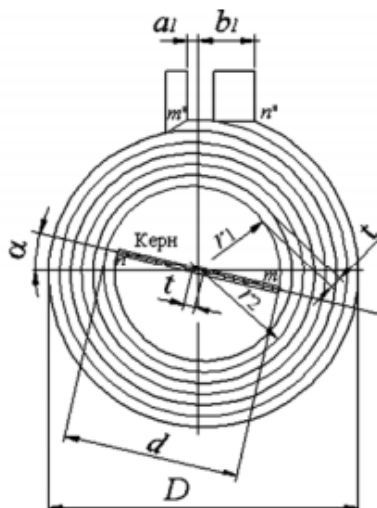


Рис. 2. Схема к расчету геометрических размеров спирального теплообменника

Критическое значение числа Рейнольдса

$$Re_p^{кр} = 20000 \left( \frac{d_3}{D} \right)^{0,32} = 20000 \left( \frac{0,023}{1,088} \right)^{0,32} = 5821,85.$$

Так как полученное значение  $Re_p >_{кр} Re_p$ , то режим движения раствора КОН по каналам аппарата — турбулентный.

Критерий Нуссельта для раствора

$$\begin{aligned} Nu_p &= 0,021 \cdot Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^{0,33} \left( 1 + 3,54 \frac{d_3}{D} \right)^{0,25} = \\ &= 0,021 \cdot 94300^{0,8} \cdot 4,4^{0,33} \left( 1 + 3,54 \frac{0,023}{1,088} \right) = 344,3 \end{aligned}$$

где  $Pr_p = 4,2$  — критерий Прандтля для раствора бутилового спирта.

Коэффициент теплоотдачи от раствора КОН к стенке теплообменника

$$\alpha_p = \frac{Nu_p \lambda_p}{d_3} = \frac{344,3 \cdot 0,115}{0,0233} = 1699,33 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

где  $\lambda_p = 0,375 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)}$  — теплопроводность раствора.

Значение Рейнольдса для воды

$$Re_B = \frac{\omega_B d_3}{\nu_B} = \frac{2 \cdot 0,023}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 57142$$

где  $\nu_B = 0,659 \cdot 10^{-6}$  — кинематическая вязкость воды.

Критерий Нуссельта для воды

$$\begin{aligned} Nu_B &= 0,021 \cdot Re_B^{0,8} \cdot Pr_B^{0,33} \left( 1 + 3,54 \frac{d_3}{D} \right) = \\ &= 0,021 \cdot 57142^{0,8} \cdot 5,42^{0,33} \left( 1 + 3,54 \frac{0,0236}{1,088} \right) = 234,87 \end{aligned}$$

где  $Pr_B = 5,42$  — критерий Прандтля для воды.

Коэффициент теплоотдачи от стенки теплообменника к охлаждающей воде

$$\alpha_B = \frac{Nu_B \lambda_B}{d_3} = \frac{234,87 \cdot 0,618}{0,023} = 6310,83 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

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

Задаваясь материалом изготовления стенок аппарата — сталь Х18Н10Т с коэффициентом теплопроводности  $\lambda_c = 16 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)}$ , находят коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{\delta_c}{\gamma_c} + \frac{1}{\alpha_b}} = \frac{1}{\frac{1}{1633} + \frac{0,002}{16} + \frac{1}{6310,83}} = 1142,86 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Поверхность теплопередачи спирального теплообменного аппарата

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{cp}} = \frac{884520}{1142,86 \cdot 25,26} = 30,63 \text{ м}^2$$

Эффективная длина спирали

$$L = \frac{F}{2b_e} = \frac{30,63}{2 \cdot 0,41} = 10,75 \text{ м}$$

Число витков обеих спиралей

$$N = \sqrt{\frac{2L}{\pi t} + x^2} - x = \sqrt{\frac{2 \cdot 10,75}{3,14 \cdot 0,016} + 9,4^2} - 9,4 = 37,36 \approx 38$$

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

Принимают полученное значение числа витков спирали  $N = 38$  и уточняют расчет.

Наружный диаметр спирали

$$D = 0,316 + 2 \cdot 38 \cdot 0,016 + 0,002 = 1,53$$

Критерий Нуссельта для раствора

$$\begin{aligned} Nu_p &= 0,021 \cdot Re_p^{0,8} \cdot Rr_p^{0,33} \left( 1 + 3,54 \frac{d_3}{D} \right) = \\ &= 0,021 \cdot 94300^{0,8} \cdot 4,4^{0,33} \left( 1 + 3,54 \frac{0,023}{1,53} \right) = 337,65 \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи от раствора КОН к стенке теплообменника

$$\alpha_p = \frac{Nu_p \lambda_p}{d_3} = \frac{337,65 \cdot 0,155}{0,023} = 2275,46 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Критерий Нуссельта для воды

$$\begin{aligned} Nu_p &= 0,021 \cdot Re_B^{0,8} \cdot Rr_B^{0,33} \left( 1 + 3,54 \frac{d_3}{D} \right) = \\ &= 0,021 \cdot 57142^{0,8} \cdot 5,42^{0,33} \left( 1 + 3,54 \frac{0,023}{1,53} \right) = 279,02 \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки теплообменника к охлаждающей воде

$$\alpha_B = \frac{Nu_B \lambda_B}{d_3} = \frac{279,02 \cdot 0,618}{0,023} = 7497,19 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Коэффициент теплопередачи от раствора к воде

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{\delta_c}{\gamma_c} + \frac{1}{\alpha_b}} = \frac{1}{\frac{1}{2275,46} + \frac{0,002}{16} + \frac{1}{7497,19}} = 1587,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Поверхность теплопередачи спирального теплообменного аппарата

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{cp}} = \frac{884520}{1587,3 \cdot 25,26} = 22,06 \text{ м}^2$$

Эффективная длина спирали

$$L = \frac{F}{2b_e} = \frac{22,06}{2 \cdot 0,41} = 26,9 \text{ м}$$

### 4.3. Конструктивный расчет

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

Ширина полосы, из которой изготавливается теплообменник

$$b = b_0 + 20 = 700 + 20 = 720 \text{ мм}$$

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

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

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

Действительная длина листов спиралей от точек  $t$  и  $t'$  для первой спирали и от точек  $p$  и  $p'$  для второй спирали:

$$L_1 = L + \frac{1}{4}\pi D + \alpha_1 = 26,9 + \frac{1}{4}3,14 \cdot 1,088 + 0,01 = 27,76$$

$$L_2 = L + \frac{1}{4}\pi D - b_1 = 26,9 + \frac{1}{4}3,14 \cdot 1,088 - 0,05 = 27,7$$

где  $\alpha_1$  — расстояние от оси спирали до точки  $m'$ ;  $b_1$  — расстояние от оси спирали до точки  $m'$ .

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

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

наружный диаметр  $D = 1088$  мм;

эффективная длина спиралей  $L = 40$  м;

внутренний радиус  $r = 150$  мм;

внутренний диаметр  $d = 316$  мм;

ширина керна  $h = 2r = 300$  мм;

шаг между спиралями  $t = 16$  мм;

число витков для одной спирали  $n = 7$ .

#### 4.4. Гидромеханический расчет охладителя

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

$$\Delta P = 0.0113 \frac{gL\rho\omega^2}{Re^{0.25}\delta}$$

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

Для 20%-го раствора NaOH потери напора составят

$$\Delta P_p = 0.0113 \frac{9,8 \cdot 10,75 \cdot 781 \cdot 2,48^2}{94300^{0.25} \cdot 0,012} = 25870,48 \text{ Па}$$

Для воды потери напора будут равны

$$\Delta P_B = 0.0113 \frac{9,8 \cdot 10,75 \cdot 995,7 \cdot 2^2}{57142^{0.25} \cdot 0,012} = 25557 \text{ Па}$$

Мощность, необходимая для преодоления гидравлических сопротивлений при прокачивании через теплообменник бутилового спирта.

$$N_p = \frac{G_p \Delta P_p}{\rho_p \eta} = \frac{9,72 \cdot 25870,48}{781 \cdot 0,7} = 459,96 \text{ Вт}$$

воды

$$N_B = \frac{G_B \Delta P_B}{\rho_B \eta} = \frac{10 \cdot 25557}{995,7 \cdot 0,7} = 366,67 \text{ Вт}$$



#### Список использованной литературы:

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