

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1 Тепловой и конструктивный расчёт горизонтального пароводяного подогревателя	6
2 Тепловой конструктивный расчёт секционного водо-водяного подогревателя	16
3. Тепловой конструктивный расчёт вертикального пароводяного подогревателя	24
Заключение	32
Литература	33
Приложение А	34

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разр.								
Пров.								
Н. контр.								
Утв.								
					Лит.	Лист	Листов	
							3	

ВВЕДЕНИЕ

Целью курсовой работы является углубление и закрепление знаний по изучаемому курсу, а также приобретение практических навыков применения теоретических знаний при решении производственных задач.

Курсовая работа выполняется по следующим разделам:

Тепловой конструктивный расчёт горизонтального пароводяного подогревателя.

Тепловой конструктивный расчёт секционного водо-водяного подогревателя.

Тепловой конструктивный расчёт пароводяного подогревателя графо-аналитическим методом.

Подогреватель пароводяной представляет собою кожухотрубный теплообменник горизонтального типа. Они служат для нагрева паром сетевой воды для того, чтобы использовать эту воду в системах горячего водоснабжения и в отопительных системах зданий различного назначения. Пароводяные подогреватели изготавливаются для нагрева воды в тепловых системах горячего водоснабжения и отопления насыщенным паром от паропроводов низкого давления или паровых котлов.

Водо-водяной подогреватель (ВВП) применяется в системах горячего водоснабжения и отопления общественных, коммунально-бытовых и различных других зданий. В таких системах горячая вода, которую получают от тепловых или промышленных магистралей ТЭЦ, является теплоносителем. Водо-водяной подогреватель можно использовать и в других системах, где необходимо охлаждение жидкости, которую используют как охладитель конденсата при работе пароводяных подогревателей.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разр.								
Пров.								
Н. контр.								
Утв.								

Лит.	Лист	Листов
	4	

Пароводяной подогреватель вертикального и горизонтального типов применяют на ТЭЦ для подогрева теплофикационной воды, циркулирующей в системе теплоснабжения. Пар поступает в турбины из энергетических котлов, одну часть своей теплоты отдает для выработки электроэнергии, а другую (низкого потенциала) - нагреваемой воде.

						Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1 ТЕПЛОВОЙ И КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЁТ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ПАРОВОДЯНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Данный расчет состоит в определении поверхности теплообмена рекуперативного теплообменника, в котором греющим теплоносителем является пар, а нагреваемым – вода. Пар поступает в межтрубное пространство, а вода движется по трубкам теплообменника

Таблица 1 – Исходные данные

Производительность	$Q = 3,8 \cdot 10^6 \text{ Вт}$
Температура нагревателя воды при входе в подогреватель	$t_2' = 75 \text{ }^\circ\text{C}$
Температура нагревателя воды при выходе из подогревателя	$t_2'' = 100 \text{ }^\circ\text{C}$
Абсолютное давление сухого насыщенного пара согласно исходных данных к проекту	$P = 0,48 \text{ МПа}$
Температура конденсатора t_k , равна температуре насыщения $t_n = 149,94^\circ\text{C}$ (по таблице П.8 по давлению пара)	$t_k = 149,94 \text{ }^\circ\text{C}$
Число ходов воды	$z = 2$
Скорость движения воды в трубках	$\omega = 1,0 \text{ м/с}$
Диаметры поверхности нагрева	$d_b/d_n = 14/16 \text{ мм} = 0,014/0,016$

Средняя температура воды:

$$t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2}, \quad (1.1)$$

$$t_2 = \frac{75 + 100}{2} = 87,5 \text{ } (^\circ\text{C}).$$

По величине t_2 из справочной таблицы П7 [2, с 20] находим плотность воды и теплоёмкость:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разр.						Лит.	Лист
Пров.							6
Н. контр.							
Утв.							

$$\rho_{\text{в}} = 967,01 \text{ кг/м}^3, c_{\text{п}} = 4204,75 \text{ Дж/кг} \cdot ^\circ\text{С}.$$

Расход воды массовый G и объёмный V , определяется по формулам:

$$G = \frac{Q}{c_{\text{п}}(t_2'' - t_2')}, \quad (1.2)$$

$$G = \frac{3,8 \cdot 10^6}{4204,75 \cdot (100 - 75)} = 36,15 \text{ кг/с}.$$

$$V = \frac{G}{\rho_{\text{в}}}, \quad (1.3)$$

$$V = \frac{36,15}{967,01} = 0,037 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Определяем число трубок в одном ходе:

$$n_0 = \frac{4V}{\omega \pi d_{\text{в}}^2}, \quad (1.4)$$

$$n_0 = \frac{4 \cdot 0,037}{1,0 \cdot 3,14 \cdot (14 \cdot 10^{-3})^2} = 240,5 \text{ шт.}$$

Принимаем $n_0 = 241$ шт.

Тогда всего трубок

$$n = z \cdot n_0, \quad (1.5)$$

$$n = 2 \cdot 241 = 482 \text{ шт.}$$

Принимаем шаг трубы:

$$s = d_{\text{н}} + 0,006 \quad (1.6)$$

$$s = 16 \cdot 10^{-3} + 0,006 = 0,022 \text{ м}.$$

Определяем внутренний диаметр корпуса:

$$D_{\text{в}} = 1,1 \cdot s \cdot \sqrt{\frac{n}{\eta}}, \quad (1.7)$$

где η – коэффициент заполнения трубной решётки, который принимается равный 0,7 и может приниматься от 0,6 до 0,8.

						Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$D_{\text{в}} = 1,1 \cdot 0,022 \cdot \sqrt{\frac{482}{0,7}} = 0,635 \text{ м.} \quad (1.6)$$

Приведённое число трубок в вертикальном ряду:

$$m = \sqrt{n} \quad (1.8)$$

$$m = \sqrt{482} = 21,954 .$$

Принимаем $m = 22$ шт.

Определяем температурный напор:

$$\Delta t = \frac{t_2'' - t_2'}{\ln \left(\frac{t_{\text{н}} - t_2'}{t_{\text{н}} - t_2''} \right)} \quad (1.9)$$

$$\Delta t = \frac{100 - 75}{\ln \left(\frac{149,94 - 75}{149,94 - 100} \right)} = 61,597 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{н}} - t_2' = 149,94 - 75 = 74,94 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{н}} - t_2'' = 149,94 - 100 = 49,94 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{н}} = t_{\text{н}} - t_2' - t_{\text{н}} + t_2'' = t_2'' - t_2' .$$

Определяем средние температуры воды и стенки:

$$t_{\text{в}} = t_{\text{н}} - \Delta t \quad (1.10)$$

$$t_{\text{в}} = 149,94 - 61,597 = 88,343 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$t_{\text{ст}} = 0,5 \cdot (t_{\text{в}} + t_{\text{н}}) \quad (1.11)$$

$$t_{\text{ст}} = 0,5 \cdot (88,343 + 149,94) = 119,142 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

						Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Принимаем $t_{\text{ст}} = 119,142 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Рассмотрим теплоотдачу от пара к стенке.

Величина A_1 – это температурный множитель определяемый по таблице ПЗ [1, с 17]. Значение находим при температуре насыщения $t_{\text{н}} = 149,94$ при помощи интерполяции. $A_1 = 106,922 \frac{1}{\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C}}$.

Критерий Григуля:

$$L = m \cdot d_{\text{н}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{ст}}) \cdot A_1. \quad (1.12)$$

$$L = 22 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot (149,94 - 119,142) \cdot 106,922 = 1159,1.$$

Т.к. $L < 3900$, то режим течения пленки конденсата – ламинарный. Тогда коэффициент теплоотдачи пара:

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{A_2}{\sqrt[4]{m \cdot d_{\text{н}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{ст}})}}, \quad (1.13)$$

где A_2 – вспомогательный коэффициент определяемый по таблице ПЗ [1, с 17], значение находим при температуре насыщения $t_{\text{н}} = 149,94$ при помощи интерполяции. $A_2 = 9699,4 \text{ Вт/м}$.

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{9699,4}{\sqrt[4]{22 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot (149,94 - 119,142)}} = 5345,38 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}.$$

Теплоотдача от стенки воде.

Режим течения воды в трубках является турбулентным если $\text{Re} > 10^4$.

$$R_{\text{е}} = \frac{\omega \cdot d_{\text{е}}}{\nu}, \quad (1.14)$$

где ν - кинематическая вязкость воды, находится интерполяцией при средней температуре воды $t_2 = 87,5^{\circ}\text{C}$ ($360,5 \text{ }^{\circ}\text{K}$) [1, табл. П7 с. 200],

						Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\nu = 3,3575 \cdot 10^{-7} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

Тогда

$$R_e = \frac{1,0 \cdot 14 \cdot 10^{-3}}{3,3575 \cdot 10^{-7}} = 4,16977 \cdot 10^4.$$

Т.к. условие выполняется $R_e = 35897 > 10000$, то коэффициент теплоотдачи при движении воды α_B определяется по формуле:

$$\alpha_e = A_5 \cdot \frac{\omega^{0,8}}{d_B^{0,2}}, \quad (1.15)$$

где - A_5 выбирается по приложению ПЗ [1, с 17], по средней температуре $t_B = 88,343 \text{ }^\circ\text{C}$, $A_5 = 3083,43$.

$$\alpha_e = 3083,43 \cdot \frac{1,0^{0,8}}{(14 \cdot 10^{-3})^{0,2}} = 7241,166 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Уточняем значение температуры стенки трубок подогревателя:

$$t'_{\text{ст}} = \frac{t_{\text{н}} \cdot \alpha_{\text{п}} + t_{\text{в}} \cdot \alpha_{\text{в}}}{\alpha_{\text{п}} + \alpha_{\text{в}}}. \quad (1.16)$$

$$t'_{\text{ст}} = \frac{149,94 \cdot 5345,38 + 88,343 \cdot 7241,166}{5345,38 + 7241,166} = 114,503^\circ\text{C}.$$

Найдем погрешность от ранее принятого значения $t_{\text{ст}}$

$$\Delta = \frac{t_{\text{ст}} - t'_{\text{ст}}}{t_{\text{ст}}} \cdot 100\%. \quad (1.17)$$

$$\Delta = \frac{119,142 - 114,503}{114,503} \cdot 100\% = 3,894\%.$$

Т.к. $t'_{\text{ст}}$ отличается от принятого ранее значения $t_{\text{стм}}$ менее чем на 5%, то

						Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

необходимо произвести перерасчет нет.

Расчетный коэффициент теплопередачи K , определяется по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{п}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}}, \quad (1.20)$$

где $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности латунных трубок, 131,3391 Вт/(м·К) находится по температуре стенки;

величина δ – толщина латунных трубок, которая составляет 1 мм = 0,001 м.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{5345,38} + \frac{0,001}{131,3391} + \frac{1}{7241,166}} = 3004,88 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Тогда площадь поверхности нагрева составляет:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}. \quad (1.21)$$

$$F = \frac{3,8 \cdot 10^6}{3004,88 \cdot 61,597} = 20,53 \text{ м}^2.$$

По расчетной площади нагрева F и диаметру трубок, по каталогу выбирается кожухотрубчатый теплообменник горизонтального типа, характеристики которого представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Параметры кожухотрубчатого теплообменника сварной конструкции с неподвижными решетками ПП I-21-2-II (ОСТ 108.271.105-76)

Площадь поверхности нагрева F , м ²	Диаметр кожуха, мм	Размер труб, мм	Количество ходов по трубам z	Кол-во трубок n	Длина трубок l , мм
21,2	530	16x1	2	232	2000

Далее уточняем скорость течения воды ω , в трубках выбранного подогревателя:

$$\omega' = \frac{4 \cdot V \cdot z}{n \cdot \pi \cdot d_{\text{в}}^2}. \quad (1.22)$$

$$\omega' = \frac{4 \cdot 0,037 \cdot 2}{232 \cdot 3,14 \cdot (14 \cdot 10^{-3})^2} = 2,073 \text{ м/с.}$$

Уточненный критерий Рейнольдса:

$$R_e = \frac{\omega' \cdot d_{\text{в}}}{\nu}. \quad (1.23)$$

$$R_e = \frac{2,073 \cdot 14 \cdot 10^{-3}}{3,3575 \cdot 10^{-7}} = 0,86439 \cdot 10^5.$$

где ν - кинематическая вязкость воды, м²/с.

Уточненный коэффициент теплоотдачи при движении воды $\alpha_{\text{в}}$, определяется по формуле:

$$\alpha_{\text{в}} = A_5 \cdot \frac{\omega'^{0,8}}{d_{\text{в}}^{0,2}}, \quad (1.24)$$

$$\alpha_{\text{в}} = 3083,43 \cdot \frac{2,073^{0,8}}{(14 \cdot 10^{-3})^{0,2}} = 12974,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}.$$

Уточненный коэффициент теплоотдачи пара:

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{A_2}{\sqrt[4]{m \cdot d_{\text{н}} \cdot (t_{\text{н}} - t'_{\text{ст}})}}, \quad (1.25)$$

где $t'_{\text{ст}} = 114,503 \text{ } ^\circ\text{С}$.

						Лист
						12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\alpha_{\pi} = \frac{9699,4}{\sqrt[4]{22 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot (149,94 - 114,503)}} = 5161,13 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}.$$

Уточняем значение температуры стенки трубок подогревателя:

$$t_{\text{ст}}'' = \frac{t_{\text{н}} \cdot \alpha_{\pi} + t_{\text{в}} \cdot \alpha_{\text{в}}}{\alpha_{\pi} + \alpha_{\text{в}}}. \quad (1.26)$$

$$t_{\text{ст}}' = \frac{149,94 \cdot 5161,13 + 88,343 \cdot 12974,4}{5161,13 + 12974,4} = 105,873 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Найдем погрешность от ранее уточненного значения $t_{\text{ст}}' = 114,503 \text{ } ^\circ\text{С}$

$$\Delta = \frac{t_{\text{ст}}' - t_{\text{ст}}''}{t_{\text{ст}}'} \cdot 100\%. \quad (1.27)$$

$$\Delta = \frac{114,503 - 105,873}{114,503} \cdot 100\% = 7,537 \text{ } \%.$$

Т.к. $t_{\text{ст}}'$ отличается от принятого ранее значения $t_{\text{ст}}$ более чем на 5%, то необходимости производить перерасчет.

Уточненный коэффициент теплоотдачи пара:

$$\alpha_{\pi} = \frac{A_2}{\sqrt[4]{m \cdot d_{\text{н}} \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{ст}}')}},$$

где $t_{\text{ст}}' = 105,873 \text{ } ^\circ\text{С}$.

$$\alpha_{\pi} = \frac{9699,4}{\sqrt[4]{22 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot (149,94 - 105,873)}} = 4887,43 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}.$$

Уточняем значение температуры стенки трубок подогревателя:

$$t_{\text{ст}}'' = \frac{t_{\text{н}} \cdot \alpha_{\pi} + t_{\text{в}} \cdot \alpha_{\text{в}}}{\alpha_{\pi} + \alpha_{\text{в}}}.$$

						Лист
						13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$t'_{\text{ст}} = \frac{149,94 \cdot 4887,43 + 88,343 \cdot 12974,4}{4887,43 + 12974,4} = 105,197 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Найдем погрешность от ранее уточненного значения $t'_{\text{ст}} = 105,873 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\Delta = \frac{t'_{\text{ст}} - t''_{\text{ст}}}{t'_{\text{ст}}} \cdot 100\%.$$

$$\Delta = \frac{105,873 - 105,197}{105,873} \cdot 100\% = 0,639 \text{ } \%.$$

Уточняем коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{п}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}}, \quad (1.28)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{4887,43} + \frac{0,001}{131,3391} + \frac{1}{12974,4}} = 3456,68 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}.$$

Тогда площадь поверхности нагрева составляет:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}. \quad (1.29)$$

$$F = \frac{3,8 \cdot 10^6}{3456,68 \cdot 61,597} = 17,847 \text{ м}^2.$$

Полученная площадь нагрева не превышает действительную площадь нагрева выбранного подогревателя, т.к. $F = 17,847 \text{ м}^2 < 21,2 \text{ м}^2$, то пароводяной подогреватель выбран верно.

Длина хода волны L составит:

$$L = l \cdot z = 2000 \cdot 2 = 4000 \text{ мм} = 4 \text{ м}.$$

Потеря давления в подогревателе ΔP :

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

$$\Delta p = \left(\lambda_t \cdot \frac{L \cdot \chi_{ct}}{d_b} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\omega'^2 \cdot \rho_b}{2 \cdot g}, \quad (1.30)$$

где χ – дополнительные потери от шероховатости; $\chi_{ct} = 1$ (для новых латунных трубок);

$\sum \xi$ – потери от местных сопротивлений;

ξ_1 – входная камера; значение 1,5 [1, с.18];

ξ_2 – поворот на 180° через промежуточную камеру; значение 2,5 [2, с.18];

ξ_3 – выходная камера; значение 1,5 [1, с.18];

g – ускорение свободного падения; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$;

ρ – плотность воды;

λ_t – коэффициент гидравлического трения для гидравлических гладких труб, $\lambda_t = 0,0184$;

L - длина хода волны.

$$\Delta p = \left(0,0184 \cdot \frac{4 \cdot 1}{14 \cdot 10^{-3}} + 1,5 + 1,5 + 2,5 \right) \cdot \frac{2,073^2 \cdot 967,01}{2 \cdot 9,81} = 2278,39 \text{ Па.}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

2 ТЕПЛОВОЙ КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЁТ СЕКЦИОННОГО ВОДО-ВОДЯНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Расчет секционного водо-водяного подогревателя заключается в определении общей площади поверхности теплообменника и необходимого количества секций. Греющим и нагревающим теплоносителем является вода. Причем, нагреваемая вода течет в межтрубном пространстве, а греющий теплоноситель движется по трубам нагревателя.

Таблица 2.1 – Исходные данные

Производительность	$Q = 3,8 \cdot 10^6 \text{ Вт}$
Температура нагреваемой воды при входе в подогреватель	$t_2' = 75 \text{ }^\circ\text{C}$
Температура нагреваемой воды при выходе в подогреватель	$t_2'' = 100 \text{ }^\circ\text{C}$
Температура греющей (сетевой) воды при входе в подогреватель	$t_1' = 145 \text{ }^\circ\text{C}$
Температура греющей (сетевой) воды при выходе из подогревателя	$t_1'' = 85 \text{ }^\circ\text{C}$
Диаметры поверхности нагрева	$d_v/d_n = 14/16 \text{ мм} = 0,014/0,016 \text{ м}$
Скорость движения воды в трубках	$\omega = 1,0 \text{ м/с}$
Коэффициент теплопередачи	$\beta = 0,7$

Средняя температура воды:

$$t_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2}. \quad (2.1)$$

$$t_1 = \frac{145 + 85}{2} = 115 \text{ }^\circ\text{C}.$$

По величине t_1 из справочной таблицы [1, с 20] находим плотность воды и теплоёмкость при помощи интерполяции:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разр.								
Пров.								
Н. контр.								
Утв.								

Лист	Лист	Листов
	16	

$$\rho_{\text{BT}} = 948 \text{ кг/м}^3, \quad c_{\text{PT}} = 4241,5 \text{ Дж/кг} \cdot \text{м}^3.$$

Расход сетевой воды массовый G и объёмный V , определяется по формулам:

$$G_{\text{T}} = \frac{Q}{c_{\text{PT}} \cdot (t_1' - t_1'')}. \quad (2.2)$$

$$G_{\text{T}} = \frac{3,8 \cdot 10^6}{4223,25 \cdot (145 - 85)} = 14,932 \text{ кг/с}.$$

$$V_{\text{T}} = \frac{G_{\text{T}}}{\rho_{\text{BT}}}. \quad (2.3)$$

$$V_{\text{T}} = \frac{14,932}{948} = 0,016 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Средняя температура воды:

$$t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2}. \quad (2.4)$$

$$t_2 = \frac{75 + 100}{2} = 87,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

По величине t_2 из справочной таблицы [1,с.20] находим плотность воды и теплоемкость при помощи интерполяции:

$$\rho_{\text{BMT}} = 967,01 \text{ кг/м}^3, \quad c_{\text{PMT}} = 4204,75 \text{ Дж/кг} \cdot \text{м}^3.$$

Массовый и объёмный расход в межтрубном пространстве

$$G_{\text{MT}} = \frac{Q}{c_{\text{PMT}} \cdot (t_2'' - t_2')}. \quad (2.5)$$

$$G_{\text{MT}} = \frac{3,8 \cdot 10^6}{4204,75 \cdot (100 - 75)} = 36,15 \text{ кг/с}.$$

$$V_{\text{MT}} = \frac{G_{\text{MT}}}{\rho_{\text{BMT}}}. \quad (2.6)$$

$$V_{\text{MT}} = \frac{36,15}{967,01} = 0,037 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Площадь проходного сечения трубок:

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

$$f_{\text{т}} = \frac{V_{\text{т}}}{\omega}. \quad (2.7)$$

$$f_{\text{т}} = \frac{0,016}{1,0} = 0,016 \text{ м}^2.$$

По площади из каталога выбираем секционный водяной подогреватель, его технические характеристики представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Технические характеристики ВВП-13-273-2000

Диаметр корпуса $D_{\text{вн}}$, м	Поверхность нагрева $F'Б$ м^2	Кол-во трубок n	Длина трубок $l_{\text{т}}$, м	Площадь проходного сечения трубок $f_{\text{т}}$, м^2	Площадь проходного сечения межтрубного пространства $f_{\text{мт}}$, м^2
0,273	10	109	2	0,01679	0,03077

Уточняем скорости движения воды в трубках и межтрубном пространстве:

$$\omega_{\text{т}} = \frac{V_{\text{т}}}{f_{\text{т}}}. \quad (2.8)$$

$$\omega_{\text{т}} = \frac{0,016}{0,01679} = 0,953 \text{ м/с}.$$

$$\omega_{\text{мт}} = \frac{V_{\text{мт}}}{f_{\text{мт}}}. \quad (2.9)$$

$$\omega_{\text{мт}} = \frac{0,037}{0,03077} = 1,202 \text{ м/с}.$$

Эквивалентный диаметр для межтрубного пространства:

$$d_{\text{э}} = \frac{4f_{\text{мт}}}{P}, \quad (2.10)$$

где P – периметр межтрубного пространства:

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

$$P = \pi \cdot (d_{\text{н}} \cdot n + D_{\text{в}}). \quad (2.11)$$

$$P = 3,14 \cdot (16 \cdot 10^{-3} \cdot 109 + 0,273) = 6,333 \text{ м.}$$

Тогда

$$d_{\text{э}} = \frac{4 \cdot 0,03077}{6,333} = 0,019 \text{ м.}$$

По средним температурам воды выбираем температурные множители [1]

$$A_{5\text{T}} = 3450, \quad A_{5\text{MT}} = 3075.$$

Далее определяется режим течения воды в трубках и межтрубном пространстве. Режим течения является турбулентным при значениях критерия $Re > 10^4$

$$Re_{\text{T}} = \frac{\omega_{\text{T}} \cdot d_{\text{в}}}{\nu_{\text{T}}}, \quad (2.12)$$

$$Re_{\text{MT}} = \frac{\omega_{\text{MT}} \cdot d_{\text{э}}}{\nu_{\text{MT}}}, \quad (1.17)$$

где ν_{T} , ν_{MT} – кинематическая вязкость воды при температурах t_1 и t_2

при температуре $t_1 = 115 \text{ }^{\circ}\text{C} = 388 \text{ K}$

$$\nu_{\text{T}} = 2,62 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 / \text{с.}$$

при температуре $t_2 = 87,5^{\circ}\text{C} = 360,5 \text{ K}$

$$\nu_{\text{MT}} = 3,3575 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 / \text{с.}$$

Тогда

$$Re_{\text{T}} = \frac{0,953 \cdot 14 \cdot 10^{-3}}{2,62 \cdot 10^{-7}} = 5,092 \cdot 10^4.$$

$$Re_{\text{MT}} = \frac{1,202 \cdot 0,02}{3,3575 \cdot 10^{-7}} = 7,1601 \cdot 10^4.$$

Так как режим течения воды в трубках турбулентный, то коэффициент теплоотдачи при движении воды в трубках и межтрубном пространстве определяется по формуле:

						Лист
						19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\alpha_T = A_{5T} \cdot \frac{\omega_T^{0,8}}{d_B^{0,2}}. \quad (2.13)$$

$$\alpha_T = 3405 \cdot \frac{0,953^{0,8}}{(14 \cdot 10^{-3})^{0,2}} = 12355,7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}.$$

$$\alpha_{MT} = A_{5MT} \cdot \frac{\omega_{MT}^{0,8}}{d_3^{0,2}}. \quad (2.14)$$

$$\alpha_{MT} = 3075 \cdot \frac{1,202^{0,8}}{(0,02)^{0,2}} = 7790,45 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}.$$

Коэффициент теплоотдачи определяется как для плоской стенки:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_T} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{MT}}}, \quad (2.15)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{12355,7} + \frac{0,001}{131,3391} + \frac{1}{7790,45}} = 4610,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}}.$$

Средний температурный напор (для противотока) и расчетная поверхность нагрева подогревателя определяется по формуле:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \right)}. \quad (2.16)$$

$$\Delta t_{\max} = t_1' - t_2''. \quad (2.17)$$

$$\Delta t_{\max} = 145 - 100 = 45 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

$$\Delta t_{\min} = t_1'' - t_2'. \quad (2.18)$$

$$\Delta t_{\min} = 85 - 75 = 10 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

						Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\Delta t = \frac{45 - 10}{\ln\left(\frac{45}{10}\right)} = 23,27 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Поверхность нагрева составит:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t}. \quad (2.19)$$

$$F = \frac{3,8 \cdot 10^6}{4601,2 \cdot 23,27} = 35,491 \text{ м}^2.$$

Для дальнейших расчетов требуется рассчитать количество секций z и уточненную поверхность нагрева $F = F' \cdot z$, зная площадь поверхности нагрева одной секции $F' = 10 \text{ м}^2$ и длину трубок $l_T = 2000 \text{ мм}$ выбранного подогревателя получим число секций:

$$z = \frac{F}{F'}. \quad (2.20)$$

$$z = \frac{35,491}{13,7} = 3,549.$$

Принимаем $z = 4$.

$$F = F' \cdot z. \quad (2.21)$$

$$F = 10 \cdot 4 = 40 \text{ м}^2.$$

Условие $F = 35,491 < 40 \text{ м}^2$ выполняется.

Длина хода воды в трубках и межтрубном пространстве определяется по следующим формулам:

$$L_T = z \cdot l_T. \quad (2.22)$$

$$L_T = 4 \cdot 2 = 8 \text{ м}.$$

						Лист
						21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$L_{\text{MT}} = z \cdot (l_{\text{T}} - 0,5). \quad (2.23)$$

$$L_{\text{MT}} = 8 \cdot (2 - 0,5) = 12 \text{ м.}$$

Гидравлические потери в подогревателе.

Коэффициент гидравлического трения для межтрубного пространства и труб:

$$\lambda_{\text{T}} = 0,25 \log \left[\frac{k_{\text{ш}}}{d_{\text{в}} \cdot 3,7} + \left(\frac{6,81}{\text{Re}_{\text{T}}} \right)^{0,9} \right]^{-2}, \quad (2.24)$$

где $k_{\text{ш}}$ - высота неровностей выступов шероховатостей, $k_{\text{ш}} = 0,2 \cdot 10^{-3}$ м.

$$\lambda_{\text{T}} = 0,25 \log \left[\frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{14 \cdot 10^{-3} \cdot 3,7} + \left(\frac{6,81}{35380} \right)^{0,9} \right]^{-2} = 0,044.$$

$$\lambda_{\text{MT}} = 0,25 \log \left[\frac{k_{\text{ш}}}{d_{\text{з}} \cdot 3,7} + \left(\frac{6,81}{\text{Re}_{\text{MT}}} \right)^{0,9} \right]^{-2}, \quad (2.25)$$

$$\lambda_{\text{T}} = 0,25 \log \left[\frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,019 \cdot 3,7} + \left(\frac{6,81}{35690} \right)^{0,9} \right]^{-2} = 0,04.$$

Потери давления в подогревателе:

$$\Delta p_{\text{T}} = \left(\lambda_{\text{T}} \cdot \frac{L_{\text{T}} \cdot \chi_{\text{СТ}}}{d_{\text{в}}} + \sum \xi_{\text{T}} \right) \cdot \frac{\omega_{\text{T}}^2 \cdot \rho_{\text{ВТ}}}{2}, \quad (2.26)$$

$$\Delta p_{\text{MT}} = \left(\lambda_{\text{MT}} \cdot \frac{L_{\text{MT}} \cdot \chi_{\text{СТ}}}{d_{\text{в}}} + \sum \xi_{\text{MT}} \right) \cdot \frac{\omega_{\text{MT}}^2 \cdot \rho_{\text{БМТ}}}{2},$$

где $\chi_{\text{СТ}}$ – коэффициент загрязнения труб, $\chi_{\text{СТ}} = 1,3$; м.

ξ_{T} – потери от местных сопротивлений, поворот на 180° при переходе через колено из одной секции в другую, $(z-1)$ число колен, $\xi_{\text{T}} = 2$.

$$\sum \xi_{\text{T}} = 2 \cdot (z-1) = 2 \cdot (4-1) = 6$$

$$\sum \xi_{\text{MT}} = 13,5 \cdot 6 = 81.$$

$$\Delta p_{\text{T}} = \left(0,044 \cdot \frac{8 \cdot 1,3}{14 \cdot 10^{-3}} + 6 \right) \cdot \frac{0,953^2 \cdot 948}{2} = 16653,9 \text{ Па.}$$

						Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\Delta p_{\text{т}} = \left(0,04 \cdot \frac{12 \cdot 1,3}{0,019} + 81 \right) \cdot \frac{1,202^2 \cdot 967,01}{2} = 79526,7 \text{ Па.}$$

Диаметры патрубков $d_{\text{к}}$ и $d_{\text{п}}$, соединяющих секции подогревателя, определяется по формуле:

$$d_{\text{к}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{V_{\text{т}}}{\omega_{\text{т}}}}. \quad (2.27)$$

$$d_{\text{к}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,016}{0,953}} = 0,168 \text{ м.}$$

$$d_{\text{п}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{V_{\text{мт}}}{\omega_{\text{мт}}}}.$$

$$d_{\text{п}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,037}{1,202}} = 0,228 \text{ м.}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

3 ТЕПЛОВОЙ КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЁТ ВЕРТИКАЛЬНО-ГО ПАРОВОДЯНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Таблица 3.1 – Исходные данные

Производительность	$Q = 24 \cdot 10^6 \text{ МВт}$
Давление	$P = 0,27 \text{ МПа} = 2,7 \text{ бар}$
Температура	$t = 140 \text{ }^\circ\text{C}$
Температура нагреваемой воды при входе в подогреватель	$t'_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$
Температура нагреваемой воды при выходе из подогревателя	$t''_2 = 110 \text{ }^\circ\text{C}$
Диаметры поверхности нагрева	$d_v/d_n = 0,014/0,016$
Высота трубок в одном ходе	$H = 4 \text{ м}$
Толщина накипи	$\delta_n = 0,0002 \text{ м}$
Коэффициент теплопроводности накипи	$\lambda_n = 2 \text{ Вт/(м}\cdot\text{K)}$

3.1. Расход пара и воды

По давлению пара p находим температуру насыщения t_n и энтальпию конденсата h' из таблицы П8 [1]:

$$t_n = 129,98 \text{ }^\circ\text{C}, \quad h' = 546,2 \text{ кДж/кг}.$$

Из h - s диаграммы по заданному давлению p и температуре t находим h'' :

$$h'' = 2734 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Средняя температура воды:

$$t_2 = \frac{t'_2 + t''_2}{2}. \quad (3.1)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разр.						Лит.	Лист
Пров.							24
Н. контр.							
Утв.							

$$t_2 = \frac{60 + 110}{2} = 85 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

По величине t_2 находим теплоемкость и плотность воды из таблицы П7 и П9 [1]:

$$\nu_{\text{в}} = 0,0010326 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

$$c_p = 4201,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

$$\rho_{\text{в}} = \frac{1}{\nu_{\text{в}}} \quad (3.2)$$

$$\rho_{\text{в}} = \frac{1}{0,0010326} = 968,429 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Вычислим массовый расход пара и объемный расход воды:

$$D = \frac{Q}{(h'' - h') \cdot 10^3} \quad (3.3)$$

$$D = \frac{24 \cdot 10^6}{(2734 - 546,2) \cdot 10^3} = 10,97 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$V = \frac{Q}{c_p \cdot \rho_{\text{в}} (t''_2 - t'_2)} \quad (3.4)$$

$$V = \frac{24 \cdot 10^6}{4218,8 \cdot 962,371 \cdot (110 - 60)} = 0,118 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Среднелогарифмическая разность температур теплоносителей в подогревателе (для противотока)

$$\Delta t_{\text{max}} = t_n - t'_2 \quad (3.5)$$

$$\Delta t_{\text{max}} = 129,98 - 60 = 69,98 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{min}} = t_n - t''_2 \quad (3.6)$$

$$\Delta t_{\text{min}} = 140 - 110 = 30,00 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

						Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}} \right)} \quad (3.7)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{69,98 - 30,0}{\ln \left(\frac{69,98}{30,0} \right)} = 47,201 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Коэффициент теплоотдачи.

Определяется графоаналитическим методом, для чего предварительно определяется для различных участков перехода тепла зависимость между удельным тепловым напряжением q и перепадом температур Δt

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенкам труб
бок
где

$$B = 5700 + 56 \cdot t_n - 0,09 \cdot t_n^2 \quad (3.8)$$

$$B = 5700 + 56 \cdot 129,98 - 0,09 \cdot 129,98^2 = 11458,35$$

$$\Delta t = 0,5 \cdot \Delta t_{cp}$$

$$\Delta t = 0,5 \cdot 47,201 = 23,601 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{cm} = 0,5 \cdot (2 \cdot t_n - \Delta t_{cp})$$

$$t_{cm} = 0,5 \cdot (2 \cdot 129,98 - 47,201) = 106,379 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\alpha_n = 1,334 \cdot \frac{B}{H^{0,25} \cdot \Delta t^{0,25}} \quad (3.9)$$

$$\alpha_n = 1,334 \cdot \frac{11458,35}{4^{0,25} \cdot 23,601^{0,25}} = 4903,77 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

$$\alpha_1 = \alpha_n = 4903,77 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

Задаваясь несколькими значениями температурного перепада вычислим соответствующие им величины теплового потока

а) Обозначим $a_n = a_1$. Имеем тепловую зависимость вида $q_1 = \alpha_1 \cdot \Delta t_1 \cdot 10^{-3}$. Задаваясь рядом значений Δt от 0 до 20, вычисляем соответствующие им вели-

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

чины q_1 . Строим зависимость $\Delta t_1 = f(q_1)$:

$$\Delta t_1 = 0^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_2 = 10^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_3 = 20^\circ \text{C}$$

$$q_1 = \alpha_1 \cdot \Delta t_1 \cdot 10^{-3} \quad (3.10)$$

$$q_{11} = 4903,77 \cdot 0 \cdot 10^{-3} = 0 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

$$q_{12} = 4903,77 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 49,038 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

$$q_{13} = 4903,77 \cdot 20 \cdot 10^{-3} = 98,075 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

б) Рассмотрим процесс теплопроводности через стенку.

Теплозависимость имеет следующий вид

$$q_2 = \frac{\lambda_{\text{ст}}}{\delta_{\text{ст}}} \cdot \Delta t_2 \quad (3.11)$$

где $\lambda_{\text{ст}} = 131,3391 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ \text{C}}$ - принимаем по [2, с.328]

$$\delta_{\text{ст}} = 0,001 \text{ м.}$$

Т.е. зависимость между q_2 и Δt_2 изображается прямой линией. Задаваясь рядом значений Δt_2 от 0 до 1, вычисляем соответствующие им величины q_2 :

$$q_{21} = \frac{131,3391}{0,001} \cdot 0 \cdot 10^{-3} = 0 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

$$q_{22} = \frac{131,3391}{0,001} \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} = 65,67 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

$$q_{23} = \frac{131,3391}{0,001} \cdot 0,7 \cdot 10^{-3} = 91,937 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

в) Рассмотрим процесс теплопроводности через слой накипи. Теплозависимость имеет вид:

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

$$q_3 = \frac{\lambda_n}{\delta_n} \cdot \Delta t_3 \cdot 10^{-3} \quad (3.12)$$

Т.е. зависимость между q_3 и Δt_3 также изображается прямой линией. Задаваясь рядом значений Δt_3 от 0 до 10, вычисляем соответствующие им величины q_3 .

$$q_{31} = \frac{2}{0,0002} \cdot 0 \cdot 10^{-3} = 0,00 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

$$q_{32} = \frac{2}{0,0002} \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 50,00 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

$$q_{33} = \frac{2}{0,0002} \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 100,00 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

г) Теплоотдача от стенки воде.

Скорость воды в пароводяных подогревателях, обычно составляет 1-3 м/с, движение воды турбулентное, поэтому задавшись предварительно скоростью воды ω_T воспользуемся упрощённой формулой:

$$\alpha_\epsilon = A_5 \cdot \frac{\omega^{0,8}}{d_\epsilon^{0,25}} \quad (3.13)$$

Теплоотдача от стенки к воде

$$\omega = 1,0 \frac{\text{м}}{\text{с}} - \text{принимаем по [1]}$$

Найдем по средней температуре воды t_2 [1, табл ПЗ]:

$$A_5 = 3050,00$$

$$\alpha_\epsilon = 3050,0 \cdot \frac{1,0^{0,8}}{(14 \cdot 10^{-3})^{0,25}} = 7162,66 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\alpha_4 = \alpha_\epsilon = 7162,66 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

Имеем теплозависимость вида $q_4 = \alpha_4 \cdot \Delta t_4 \cdot 10^{-3}$.

Задаваясь рядом значений от 0 до 40 Δt_4 , вычисляем соответствующие им величины q_4 . Осуществляем построение зависимости $\Delta t_4 = f(q_4)$.

$$\Delta t_{41} = 0^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_{42} = 10^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_{43} = 15^\circ \text{C}$$

$$q_{41} = 7162,66 \cdot 0 \cdot 10^{-3} = 0 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

$$q_{42} = 7162,66 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 71,627 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

$$q_{43} = 7162,66 \cdot 15 \cdot 10^{-3} = 107,44 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

Складывая ординаты четырех зависимостей, строим теплозависимость $\sum \Delta t = \sum f(q)$, которая представлена на рисунке 1 Приложения А. Из точки на оси ординат, соответствующей $\Delta t_{cp} = 47,201^\circ \text{C}$, проводим прямую, параллельную оси абсцисс до пересечения ее с суммарной зависимостью. Из точки пересечения опускаем перпендикуляр на ось абсцисс и находим удельное значение теплового потока:

$$q = 105 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{q \cdot 10^3}{\Delta t_{cp}} \quad (3.14)$$

$$K = \frac{105 \cdot 10^3}{47,201} = 2224,53 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C}}$$

Поверхность нагрева теплообменника

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} \quad (3.15)$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

$$F = \frac{24 \cdot 10^6}{2224,53 \cdot 47,201} = 228,571 \text{ м}^2$$

Выбор подогревателя по каталогу

По каталогу вертикальных пароводяных подогревателей выбираем аппарат типа ПСВ-315-3-23

Таблица 3.2 – Технические характеристики подогревателя

Площадь поверхности нагрева:	$F = 315 \text{ м}^2$
Количество трубок:	$n = 1212$
Высота трубок в одном ходе:	$H = 4,545 \text{ м}$
Максимальное рабочее давление в трубной системе и корпусе:	$P_{mm} = 3 \text{ кгс/см}^2$ $P_m = 23 \text{ кгс/см}^2$

Уточненная скорость течения воды:

$$\omega = \frac{4V \cdot z}{n \cdot \pi \cdot d_g^2} \quad (3.16)$$

$$\omega = \frac{4 \cdot 0,118 \cdot 4}{1212 \cdot 3,14 \cdot (14 \cdot 10^{-3})^2} = 2,531 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Уточняем коэффициенты теплоотдачи пара и воды:

$$\alpha_n = 1,334 \cdot \frac{B}{H^{0,25} \cdot \Delta t^{0,25}} \quad (3.17)$$

$$\alpha_n = 1,334 \cdot \frac{11458,35}{4,545^{0,25} \cdot 26,601^{0,25}} = 4609,67 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\alpha_g = A_5 \cdot \frac{\omega^{0,8}}{d_g^{0,2}} \quad (3.18)$$

$$\alpha_g = 3050,0 \cdot \frac{2,445^{0,8}}{(14 \cdot 10^{-3})^{0,2}} = 14645,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Уточняем коэффициент теплопередачи:

						Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_e}} \quad (3.19)$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{4609,67} + \frac{0,001}{131,3391} + \frac{0,0002}{2} + \frac{1}{14645,3}} = 2545,63 \frac{Bm}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Уточняем площадь поверхности нагрева:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} \quad (3.20)$$

$$F = \frac{24 \cdot 10^6}{2545,63 \cdot 47,201} = 201 \text{ м}^2.$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При выполнении данного курсового проекта были произведены расчеты подогревателей трех типов: горизонтального пароводяного, секционного, водоводяного и вертикального пароводяного подогревателей. По каталогу выбраны их основные характеристики на основании которых выполнен чертеж в формате А1.

В ходе выполнения работы сделан вывод, что секционные водонагреватели обладают большим расходом воды. В третьей части с помощью графоаналитического метода был составлен график зависимости теплопроводности от температуры, выполненный в программе Компас, что позволило выполнить более точный расчет и выбор вертикального подогревателя.

В ходе выполнения работы были закреплены знания по основным разделам термодинамики, а также приобретены и отработаны навыки применения теоретических знаний при решении теплотехнических задач.

<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разр.</i>						<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Пров.</i>							32	
<i>Н. контр.</i>								
<i>Утв.</i>								

ЛИТЕРАТУРА

1. Термодинамика и теплоустановки: практическое руководство к курсовой работе по одноименному курсу. /Авторы: Овсянник А.В., Тарцурин А.Б., Дробышевский Д.А. /2004.-29с.
2. Физические свойства наиболее известных химических веществ: Справочное пособие /Автор: Бобылев В.Н. / РХТУ им. Д.И.Менделеева.- М., 2003.- 23с.
3. Нащокин, В.В. Техническая термодинамика и теплопередача /В.В. Нащокин. – М.: Высш. шк., 1980. – 469 с.
4. Проектирование тепловых пунктов. СП-41-101-95.
5. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник /под общей ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – Кн. 4. – 586 с.
6. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. СНиП 2.04.14. – 88.
7. Тепломассообмен: метод. указания к курсовой работе по одноим. курсу для студентов специальностей 1 – 43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» и 1 – 43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций» /авт.-сост.: А.В. Овсянник, М.Н. Новиков, А.В. Шаповалов. – Гомель: ГГТУ имени П.О. Сухого», 2007. – 37 с.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разр.								
Пров.								
Н. контр.								
Утв.								

Приложение А