МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ ГОМЕЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ П. О. СУХОГО

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»

РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовой работе по дисциплине «Термодинамика и теплоустановки»

на тему: "Расчет теплообменных аппаратов"

Исполнитель: студент гр. НР-21
Новиков Владислав
Руковолитель: преполаватель

Никулина Т.Н.

дата проверки:	
Дата допуска к защите:	
Дата защиты:	
Оценка работы:	
Подписи членов комиссии	
по защите курсовой работы:	

Гомель 2021

					KP 1-51 02 02. 21. 21. 75					
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						
Разра	ιδ.	Новиков в				Лит.	Лист	Листов		
Прове	<u>₽</u> p.	Никулина Т.Н.			Тепловой конструктивный					
					DUCHOW SOUNSOUMAN NOSO					
H. Ko	нтр.				пароводяного подогревателя	ГГТУ им. П.О. Сухого		_		
Утв.					mapesesmises messepesamemm		Гр. НР	Гр. НР-21		

1. ТЕПЛОВОЙ КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЁТ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ПАРОВОДЯНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Данный расчёт 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.

Задание. Произвести расчёт отопительного пароводяного подогревателя горизонтального типа производительностью $Q = 4.0 \cdot 10^6$, MBт. Температура нагреваемой воды при входе в подогреватель $t_2' = 72^{\circ}\text{C}$, при выходе $t_2'' = 97^{\circ}\text{C}$. Абсолютное давление сухого насыщенного пара Р = 0,38, Мпа; температура конденсата t_k , выходящего из подогревателя, равна температуре насыщения $t_{\rm H} =$ 141,79 °C; число ходов воды z = 2; поверхность нагрева выполнена из латунных трубок диаметром $d_{\scriptscriptstyle B}/d_{\scriptscriptstyle H}=21/25~$ мм. Скорость воды в трубках принять равной $\omega = 1.4$, м/с. После проведения расчёта по каталогам выбрать аппарат, выпускаемый серийно.

Расчёт

Находим среднюю температуру:

$$t_{2 \text{ cp}} = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{70 + 95}{2} = 84,5$$
°C.

Кинематическую вязкость, интерполируя значения из таблицы ([1], табл. П8):

$$\nu = 0.365 + \frac{0.326 - 0.365}{10}(355.5 - 353) = 0.343 \cdot 10^{-6}, \text{ m}^2/\text{c}.$$

Плотность воды: $\rho_{\rm B} = 1000 \, {\rm kr/m}^3$.

Определяем массовый и объёмный расход воды:

выи и ооъемный расход воды:
$$G = \frac{Q}{C_p(t_2'' - t_2')} = \frac{4 \cdot 10^6}{4.2 \cdot 10^3 (97 - 72)} = 42,86 \text{ , кг/c};$$
 (1)
$$V = \frac{G}{\rho_B} = \frac{42,86}{1000} = 0,03 \text{ m}^3.$$

Число трубок в корпусе:

$$n = n_0 \cdot z = 72 \cdot 2 = 144. \tag{3}$$

Принимаем шаг трубок:

$$s = d_H + 6 = 25 + 6 = 31 \text{ MM}.$$
 (4)

Внутренний диаметр корпуса:

$$D_B = 1.1 \cdot s \cdot \sqrt{\frac{n}{\eta}} = 1.1 \cdot 0.031 \cdot \sqrt{\frac{144}{0.7}} = 0.489 \text{ m},$$
 (5)

где η – коэффициент заполнения трубной решётки, принимается 0,6...0,8. Приведенное число трубок в вертикальном ряду:

$$m = \sqrt{n} = \sqrt{144} = 12. \tag{6}$$

					W2 4 54 00 00				
					KP 1–51 02 02. 21. 21. 75				
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					
Разра	ιδ.	Новиков в				Лит.	Лист	Листов	
Прове	<i>₽p.</i>	Никулина Т.Н.			Тепловой конструктивный				
					, з расчёт горизонтального	55.7		2 6	
H. Ko	нтр.				растет горазоптального пароводяного подогревателя	ГГТУ им. П.О. Сухого		_	
Утв.					napococimicos nobocpcoumenn		Гр. НР	P-21	

Температурный напор:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{(133,54 - 70) - (133,54 - 95)}{\ln \frac{133,54 - 70}{133,54 - 95}} = 56,36^{\circ}\text{C}.$$
 (7)

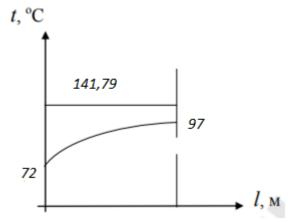


Рис.1. Температурный график пароводяного обменика

Средние температуры воды и стенки:

$$t = t_H - \Delta t = 141,79 - 56,36 = 85,43,$$
 (8)

$$t_{CT} = 0.5 \cdot (t + t_H) = 0.5 \cdot (85.43 + 141.79) = 105.93.$$
 (9)

Рассмотрим теплоотдачу от пара стенке.

Для горизонтального подогревателя режим течения плёнки конденсата в межтрубном пространстве определяется по приведенной длине трубки (критерию Григулля):

$$L = m \cdot d_{H} \cdot (t_{H} - t_{CT}) \cdot A_{1}$$
 (10)

$$L = 12 \cdot 0.025 \cdot (141.79 - 113.61) \cdot 96.32 = 785.39,$$

где A_1 – температурный множитель, $1/(M \cdot K)$, значение которого находится по t_H ([1], табл. П3):

$$A_1 = 94 + \frac{107 - 94}{10}(141,79 - 140) = 96.32.$$

Eсли $L < L_{\kappa p} = 3900$ (для горизонтальных труб), то режим течения плёнки конденсата ламинарный и тогда для этого режима коэффициент теплоотдачи пара определяется по формуле Д.А. Лабунцова:

$$\alpha_{\Pi} = \frac{A_2}{\sqrt[4]{\text{m} \cdot d_{\text{H}} \cdot (t_{\text{H}} - t_{\text{CT}})}} = \frac{9601}{\sqrt[4]{12 \cdot 0,025 \cdot (141,79 - 113,61)}} = 5630,55 \text{ BT/(M}^2 \cdot \text{K)}, \tag{11}$$

где A_2 – коэффициент, определяемый по t_H ([1], табл. П3):

						Лисп
					KP 1-51 02 02. 21. 21. 75	
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$A_2 = 9600 + \frac{9700 - 9600}{10} (141,79 - 140) = 9601.$$

Рассмотрим теплоотдачу от стенки воде.

Если режим течения воды в трубках турбулентный, то коэффициент теплоотдачи при движении воды определяется по формуле:

$$\alpha_{\rm B} = A_5 \frac{\omega^{0.8}}{d_{\rm B}^{0.2}} = 3070 \frac{1.2^{0.8}}{(0.021)^{0.2}} = 7692 \text{ BT/(M}^2 \cdot \text{K)},$$
 (12)

где A_5 — множитель, определяемый по средней температуре воды ([1], табл. $\Pi 3$):

$$A_5 = 3070.$$

Режим течения воды в трубках является турбулентным при значениях критерия ${\rm Re}>10^4$:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_B}{\nu} = \frac{1,2 \cdot 0,021}{0,343 \cdot 10^{-6}} = 73469,38,$$
 (13)

где ν — кинематическая вязкость воды, которая определяется по средней температуре воды t_H ([1], табл. П7).

Далее уточняем значение температуры стенки трубок подогревателя:

$$t'_{CT} = \frac{t_{H} \cdot \alpha_{\Pi} + t \cdot \alpha_{B}}{\alpha_{\Pi} + \alpha_{B}} = \frac{141,79 \cdot 5630,55 + 85,43 \cdot 7692}{5630,55 + 7692} = 109,24 \,^{\circ}\text{C}. \tag{14}$$

Расчётный коэффициент теплопередачи определяется по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Pi}} + \frac{\delta}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_{B}}} = \frac{1}{\frac{1}{5630,55} + \frac{(0,025 - 0,021)}{2 \cdot 45} + \frac{1}{7692}} = 2840 \text{ Br/(M}^2 \cdot \text{K)}, \tag{15}$$

где λ_{CT} — коэффициент теплопроводности для латунных трубок, $B_T/M \cdot K$. Расчётная поверхность нагрева:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{4 \cdot 10^6}{2840 \cdot 56.36} = 26,03 \text{ m}^2. \tag{16}$$

По расчётной поверхности нагрева и диаметру трубок по каталогу выбираем пароводяной подогреватель горизонтального типа, выписываем его технические характеристики: площадь поверхности нагрева $F=31~\text{m}^2$; количество трубок n=100; длина трубок l=4~m.

Далее уточняется скорость течения воды в трубках выбранного подогревателя:

$$\omega = \frac{4 \cdot V \cdot z}{n \cdot \pi \cdot d_B^2} = \frac{4 \cdot 0.3 \cdot 2}{100 \cdot 3.14 \cdot (0.021)^2} = 1,73 \text{ m/c.}$$
 (17)

И значение критерия Re:

						Лист
					KP 1-51 02 02. 21. 21. 75	
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$Re = \frac{\omega \cdot d_B}{v} = \frac{1,73 \cdot 0,021}{0.343 \cdot 10^{-6}} = 105918.$$
 (18)

Уточняем коэффициент теплоотдачи при движении воды в трубках:

$$\alpha_{\rm B} = A_5 \frac{\omega^{0.8}}{d_{\rm B}^{0.2}} = 3070 \frac{1.73^{0.8}}{0.021^{0.2}} = 10306 \text{ BT/(M}^2 \cdot \text{K)}.$$
 (19)

И коэффициент теплоотдачи пара:

$$\alpha_{\text{II}} = \frac{A_2}{\sqrt[4]{\text{m} \cdot d_{\text{H}} \cdot (t_{\text{H}} - t'_{\text{CT}})}} = \frac{9376}{\sqrt[4]{12 \cdot 0.025 \cdot (141.79 - 113.6)}} = 5498 \text{ BT/(M}^2 \cdot \text{K)}.$$
 (20)

Здесь в качестве t_{CT} подставляем значение температуры стенки t_{CT}' . Уточняем коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Pi}} + \frac{\delta}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_{B}}} = \frac{1}{\frac{1}{5498} + \frac{(0,025 - 0,021)}{2 \cdot 45} + \frac{1}{10306}} = 3092 \text{ BT/(M}^2 \cdot \text{K)}.$$

Длина хода волны:

$$L = l \cdot z = 2 \cdot 4 = 8 \text{ M}. \tag{21}$$

Потеря давления в подогревателе, при движении воды по трубкам определяется с учётом дополнительных потерь от шероховатости в результате загрязнения трубок и потерь от местных сопротивлений, которые определяются по таблице ([1], табл. П3):

$$\lambda_{T} = 0.0175 + \frac{0.0168 - 0.0175}{10} (105.9 - 100) = 0.0170,$$

$$\sum \xi = 1.5 \cdot 2 + 0.5 = 3.5,$$

$$\Delta P = \left(\frac{\lambda_{T} \cdot L \cdot \chi}{d_{R}} + \sum \xi\right) \cdot \frac{\omega^{2} \cdot \rho}{2g} = \left(\frac{0.0170 \cdot 8 \cdot 1}{0.021} + 3.5\right) \cdot \frac{1.73^{2} \cdot 1000}{2 \cdot 10} = 1492.9 \text{ \Pia}, \qquad (22)$$

где χ — для новых (чистых) латунных трубок принимается 1,0; λ_T — коэффициент гидравлического трения, принимается по уточнённому значению критерия Re по таблице ([1], табл. П4).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

2.ТЕПЛОВОЙ КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ СЕКЦИОННОГО ВОДО-ВОДЯНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Расчет секционного водо-водяного подогревателя заключается в определении общей площади поверхности теплообмена и необходимого количества секций. Греющим и нагреваемым теплоносителями является вода. Причем, греющий теплоноситель движется по трубкам теплообменника, а нагреваемая вода —в межтрубном пространстве.

Задание. Произвести расчет секционного водо-водяного подогревателя производительностью $Q=4*10^6$, МВт. Температура нагреваемой воды при вхо- де в подогреватель t $_2$ /=72 при выходе t $_2$ //=97, °C. Температура греющей (сетевой) воды при входе в подогреватель t $_1$ /=143, при выходе t $_1$ //=90, °C. Поверхность нагре-ва теплообменника выполнена из латунных трубок диаметром

 $d_{\text{в}}/d_{\text{н}} = 21/25$ мм. Влияние загрязнения поверхности нагрева и снижения коэффициента теплопередачи учесть коэффициентом $\beta = 0,70$. Скорость водыв трубках принять равной $\omega = 1,2$, м/с.

Методика расчета

Расходы сетевой воды в трубках и воды, нагреваемой в межтрубном пространстве, массовые G, кг/с, и объемные V, м 3 /с, определяются по формулам:

$$G_{\rm T} = \frac{Q}{C_{\rm p} \cdot (t_1' - t_1'')}, \qquad V_{\rm T} = \frac{G_{\rm T}}{\rho_{\rm B}},$$
 (23)

$$G_{MT} = \frac{Q}{C_p \cdot (t_2'' - t_2')}, \qquad V_{MT} = \frac{G_{MT}}{\rho_B},$$
 (24)

$$G_T = \frac{4 \cdot 10^6}{4244 \cdot (143 - 90)} = 17,78 \text{ kg/c},$$

$$V_{\rm T} = \frac{17,78}{1000} = 0,017 \text{ m}^3/\text{c},$$

$$G_{\text{MT}} = \frac{4 \cdot 10^6}{4244 \cdot (97 - 72)} = 37.7 \text{ kg/c},$$

$$V_{\rm MT} = \frac{37.7}{1000} = 0.03 \,\mathrm{m}^3/\mathrm{c}.$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Площадь проходного сечения трубок:

$$f_{T} = \frac{V_{T}}{\omega_{T}},\tag{25}$$

$$f_T = \frac{0,017}{1,2} = 0,01417 \text{ m}^2.$$

По площади f_T по каталогу [2] выбирается секционный водо-водяной подогреватель, выписываются его технические характеристики:

- диаметр корпуса $D_{\rm B} = 0.450 \,\rm M$,
- количество трубок n = 109,
- площадь проходного сечения трубок $f_T = 0.0147 \; \text{м}^2$,
- площадь проходного сечения межтрубного пространства $f_{MT} = 0.0308 \, \text{ м}^2$.
- эквалентный диаметр $d_9 = 0.0201$ м

Уточняется скорость движения воды в трубках и межтрубном пространстве:

$$\omega_{\rm T} = \frac{V_{\rm T}}{f_{\rm T}},\tag{26}$$

$$\omega_{\rm T} = \frac{0.017}{0.0147} = 1.15 \text{ m/c},$$

$$\omega_{\rm MT} = \frac{V_{\rm MT}}{f_{\rm MT}},\tag{27}$$

$$\omega_{MT} = \frac{0.03}{0.0308} = 0.97 \text{ m/c}.$$

Периметр межтрубного пространства, м,

$$P = \pi \cdot (d_{H} \cdot n + \mathcal{A}_{B}), \tag{29}$$

где $Д_{\scriptscriptstyle B}$ – внутренний диаметр корпуса теплообменника, $Д_{\scriptscriptstyle B}=0.450$ м [2].

$$P = 3.14 \cdot (16 \cdot 10^{-3} \cdot 109 + 0.450) = 9.97 \text{ M}.$$

Эквивалентный диаметр для межтрубного пространства, м,

$$d_{\Omega} = \frac{4 \cdot f_{MT}}{P},\tag{28}$$

						Лист
					KP 1-51 02 02. 21. 21. 75	
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\mathrm{d}_{\Omega} = \frac{4 \cdot 0,0308}{9.97} = 0,012 \,\mathrm{m},$$

Средняя температура воды в трубках и в межтрубном пространстве:

$$t_{1CP} = 0.5 \cdot (t_1' + t_1''), \tag{30}$$

$$t_{1CP} = 0.5 \cdot (143 + 90) = 116.5 \,^{\circ}\text{C}.$$

$$t_{2CP} = 0.5 \cdot (t_2' + t_2''), \tag{31}$$

$$t_{2CP} = 0.5 \cdot (72 + 97) = 84.5 \,^{\circ}\text{C}.$$

По температуре t_1 выбирается температурный множитель A_{5T} , $A_{5T}=3465$, а по температуре t_2 — температурный множитель A_{5MT} , $A_{5MT}=3070$ [1, c. 17].

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

$$Re_{T(MT)} = \frac{\omega_{T(MT)} \cdot d_{B(\Omega)}}{\nu_{T(MT)}},$$
(32)

где $\nu_{T(MT)}$ — кинематическая вязкость воды, м²/с, определяемая по средней температуре воды в трубках и межтрубном пространстве, $\nu_T=0.259\cdot 10^{-6}$ м²/с, $\nu_{MT}=0.343\cdot 10^{-6}$ м²/с [1, с. 17].

$$Re_T = \frac{1,15 \cdot 0,021}{0.259 \cdot 10^{-6}} = 93243.2$$
,

$$Re_{MT} = \frac{0.97 \cdot 0.021}{0.343 \cdot 10^{-6}} = 59387.7.$$

Поскольку режим течения воды в трубках турбулентный, то коэффициент теплоотдачи, $B \mathbf{r}/(\mathbf{m}^2 \cdot \mathbf{K})$, при движении воды в трабках и в межтрубном пространстве определяется по формуле:

$$\alpha_{\text{T(MT)}} = A_{5\text{T(MT)}} \cdot \frac{\omega_{\text{T(MT)}}^{0,8}}{d_{\text{B}(\Omega)}^{0,2}},$$
(33)

$$\alpha_{\rm T} = 3465 \cdot \frac{1,15^{0,8}}{(21 \cdot 10^{-3})^{0,2}} = 8391 \,\mathrm{Br/(m^2 \cdot K)},$$

$$\alpha_{\rm MT} = 3070 \cdot \frac{0.97^{0.8}}{0.012^{0.2}} = 7256 \; {\rm Br/(m^2 \cdot K)}.$$

						Лист
					KP 1-51 02 02. 21. 21. 75	
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Коэффициент теплоотдачи, $BT/(M^2 \cdot K)$, определяется как для плоской стенки:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\rm T}} + \frac{\delta}{\lambda_{\rm CT}} + \frac{1}{\alpha_{\rm MT}}},\tag{34}$$

где $\lambda_{\rm CT}$ — коэффициент теплопроводности для латунных трубок, $\lambda_{\rm cT}$ = 45 BT/(м· К).

$$K = \frac{1}{\frac{1}{8391} + \frac{0,002}{45} + \frac{1}{7256}} = 3317,4 \text{ BT/(M}^2 \cdot \text{K)}.$$

Средний температурный напор и расчетная поверхность нагрева подогревателя, ${\rm M}^2$, определяются по формулам:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}},$$
(35)

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t'} \tag{36}$$

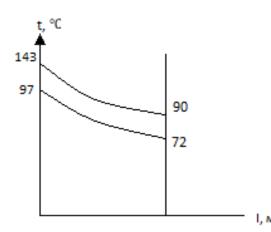


Рис.2. Температурный график водотеплового обменика

где
$$\Delta t_{max} = t_1' - t_2'' = 143 - 90 = 53$$
 °C, $\Delta t_{min} = t_1'' - t_2' = 97 - 72 = 25$ °C,

$$\Delta t = \frac{53 - 25}{\ln \frac{53}{25}} = 32,4$$
°C,

$$F = \frac{4 \cdot 10^6}{3317.4 \cdot 32.4} = 37.21 \text{m}^2.$$

						Лист
					KP 1-51 02 02. 21. 21. 75	
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Далее, зная площадь поверхности нагрева одной секции F' выбранного подогревателя (и длину трубок l_T), рассчитывается количество секций z и уточненная поверхность нагрева $F = F' \cdot z$.

Зададимся следующими значениями:

$$F' = 9.93 \text{ m}^2$$
, $z = 6$, $l_T = 2.046 \text{ m}$
 $F = F' \cdot z = 9.93 \cdot 6 = 59.58$

Затем определяется длина хода воды в трубках и межтрубном пространстве:

$$L_{T} = l_{T} \cdot z, \tag{37}$$

$$L_T = 6 \cdot 2,046 = 12,276 \text{ M},$$

$$L_{MT} = (l_T - 0.5) \cdot z, \tag{38}$$

$$L_{MT} = (2,046 - 0.5) \cdot 6 = 9,776 \text{ M}.$$

Гидравлические потери в подогревателе, Па, в трубном и межтрубном пространстве определяются с учетом дополнительных потерь от шероховатости в результате загрязнения трубок χ , а также потерь от местных сопротивлений ξ .

$$\Delta P_{T(MT)} = \left(\frac{\lambda_{T(MT)} \cdot L_{T(MT)} \cdot \chi}{d_{B(\Omega)}} + \sum \xi_{T(MT)}\right) \cdot \frac{\omega_{T(MT)}^2 \cdot \rho}{2}$$
(39)

где χ — для новых (чистых) латунных трубок принимается 1,0, для старых (загрязненных) латунных трубок —1,3, χ = 1;

 $\lambda_{T(MT)}$ — коэффициент гидравлического трения, зависящий от уточненного значения критерия $Re_{T(MT)}$, $\lambda_{T}=0.021$, $\lambda_{MT}=0.0281[1, c. 17]$; $\sum \xi_{T}=81$; $\sum \xi_{MT}-$ определяется по формуле:

$$\sum \xi_{\rm MT} = 3.5 + 5 \cdot (z - 1),\tag{40}$$

$$\sum \xi_{\text{MT}} = 3.5 + 5 \cdot (6 - 1) = 15.5.$$

$$\Delta P_{T} = \left(\frac{0,021 \cdot 12,276 \cdot 1,51}{0,021} + 15,5\right) \cdot \frac{1,15^{2} \cdot 1000}{2} = 22506 \text{ \Pia}$$

$$\Delta P_{\text{MT}} = \left(\frac{0,0181 \cdot 9,776 \cdot 1,51}{0,012} + 81\right) \cdot \frac{0,97^2 \cdot 1000}{2} = 48581 \text{ \Pia}$$

Диаметры патрубков и колен, соединяющих секции подогревателя, определяются по формуле:

						Лист
					KP 1-51 02 02. 21. 21. 75	
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$d_{K(\Pi)} = 1.13 \cdot \sqrt{\frac{V_{T(MT)}}{\omega_{T(MT)}}} = 1.13 \cdot \sqrt{\frac{G_{T(MT)}}{\rho \cdot \omega_{T(MT)}}},$$
 (41)

$$d_{\kappa} = 1.13 \cdot \sqrt{\frac{0.017}{1.15}} = 0.137 \text{ M},$$

$$d_{\pi} = 1.13 \cdot \sqrt{\frac{0.03}{0.97}} = 0.198 \text{ m}.$$

Скорость движения рабочих сред в патрубках (штуцерах) по возможности должна совпадать с рабочей скоростью движения сред в аппарате, устанавливаемой в расчете. Поэтому скорость нагреваемой воды в патрубках, соединяющих межтрубные пространства теплообменников, и скорость греющего теплоносителя, движущегося из аппарата в аппарат по соединяющим их коленам, принимаются приблизительно равными значениям скорости движения этих сред в теплообменнике.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

3. Тепловой конструктивный расчет вертикального пароводяного подогревателя

Задание. Произвести конструктивный тепловой расчет четырехходового (z = 4) вертикального пароводяного подогревателя при следующих заданных условиях: производительность аппарата Q, MBT; параметры греющего пара: давление P, энтальпия h , температура t ; температура насыщенного пара $t_{\rm H}$; энтальпия конденсата на выходе из теплообменника $h_{\rm H}$. Температура нагреваемой воды при входе в подогреватель t_2' , при выходе t_2'' , °C. Поверхность нагрева выполнена из латунных трубок диаметром $d_{\rm B}/d_{\rm H}=21/25$ мм. Вода проходит по трубкам, а пар поступает в межтрубное пространство. Высота трубок в одном ходе H=4 м. Толщина накипи $\delta_{\rm H}=0{,}0002$ м, $\lambda_{\rm H}=2$ Bт/(м·К).

Исходные данные:

Производительность аппарата $Q = 25 \cdot 10^6$ Вт [1, с. 16].

Давление греющего пара P = 0.26 MПа [1, c. 16].

Энтальпия греющего пара $h = 2738 \, \text{кДж/кг} \, [1, c. 21].$

Температура греющего пара t = 138 °С [1, с. 16].

Температура насыщенного пара $t_{\rm H} = 128,77$ °C [1, c. 21].

Энтальпия конденсата на выходе из теплообменника $h_{\rm H}=540,9$ кДж/кг [1, с. 21]. Температура нагреваемой воды при входе в подогреватель $t_2'=65$ °C, при выходе $t_2''=115$ °C [1, с. 16].

Методика расчета

Определяем расход пара D, $\kappa \Gamma/c$, и объемный расход воды V, M^3/c :

$$D = \frac{Q}{(h - h_{\scriptscriptstyle H})},\tag{42}$$

$$V = \frac{Q}{C_p \cdot (t_2^{"} - t_2^{'}) \cdot \rho_{\scriptscriptstyle B}}$$
(43)

$$D = \frac{25 \cdot 10^6}{2738 \cdot 10^3 - 540,9 \cdot 10^3} = 11,378 \text{ кг/c},$$

$$V = \frac{25 \cdot 10^6}{4195 \cdot (115 - 65) \cdot 1000} = 0,119 \text{ m}^3/\text{c}.$$

Средняя логарифмическая разность температур теплоносителей в подогревателе:

$$\Delta t_{\rm cp} = \frac{\Delta t_{\rm max} - \Delta t_{\rm min}}{\ln \frac{\Delta t_{\rm max}}{\Delta t_{\rm min}}},$$
(44)

						Лист
					KP 1-51 02 02. 21. 21. 75	
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где (для противотока)

$$\Delta t_{\text{max}} = t_{\text{H}} - t_{2}',$$

$$\Delta t_{\text{min}} = t - t_{2}'',$$

$$\Delta t_{\text{max}} = 128,77 - 65 = 63,77 \,^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{min}} = 138 - 115 = 23 \,^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{63,77 - 23}{\ln \frac{63,77}{23}} = 39,97 \,^{\circ}\text{C}.$$

Далее применяется методика упрощенного графоаналитического метода расчета удельного теплового потока q, $B\tau/(m^2 \cdot K)$. Для этого предварительно для различных участков процесса теплопередачи находится теплозависимость между удельным тепловым напряжением q и перепадом температур Δt на данном участке:

а) рассмотрим процесс теплоотдачи от пара стенке. Коэффициент теплоотдачи пара, определяется по формуле Нуссельта:

$$\alpha_{\Pi} = 1{,}334 \cdot \frac{B}{H^{0,25} \cdot \Delta t^{0,25}},$$
(45)

Лист

где B =
$$5700 + 56 \cdot t_{H} - 0.09 \cdot t_{H}^{2}$$
,

$$\Delta t = t_H - t_{CT}$$

$$t_{ct} = 0.5 \cdot \left(\left(t_{\text{H}} - \Delta t_{cp} \right) + t_{\text{H}} \right) = 0.5 \cdot \left(2 \cdot 128,77 - 39,97 \right) = 106,885$$
 следовательно, $\Delta t = t_{\text{H}} - t_{\text{H}} + 0.5 \cdot \Delta t_{cp} = 0.5 \cdot \Delta t_{cp}$.

$$\Delta t = 0.5 \cdot 39.97 = 19.985 \, ^{\circ}\text{C},$$

$$t_{\text{CT}} = 0.5 \cdot (2 \cdot 128.77 - 39.97) = 106.885$$

$$B = 5700 + 56 \cdot 128.77 - 0.09 \cdot 128.77^2 = 11291.6$$

$$\alpha_{\text{II}} = 1.334 \cdot \frac{1129.6}{4^{0.25} \cdot 19.985^{0.25}} = 5024.4 \, \text{BT/(M}^2 \cdot \text{K)}.$$

Обозначим $\alpha_1=\alpha_n$. Имеем теплозависимость вида $q_1=\alpha_1\cdot \Delta t_1$. Задаваясь рядом значений Δt_1 , вычисляем соответствующие им величины q_1 , $B\tau/m^2$.

$$\Delta t_1 = 0$$
 °C

					KP 1-51 02 02. 21. 21. 75
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	1

$$q_1 = 0 \text{ BT/m}^2$$
 $q = 5000 \text{ BT/m}^2$
$$\Delta t_1 = \frac{q}{\alpha_1}$$

$$\Delta t_1 = \frac{5000}{5024.4} = 0.995 \text{ °C}$$

б) рассмотрим процесс теплопроводности через стенку. Теплозависимость имеет вид:

$$q_2 = \frac{\lambda_{CT}}{\delta_{CT}} \cdot \Delta t_2, \tag{46}$$

$$q_2 = \frac{45}{2 \cdot 10^{-3}} \cdot \Delta t_2 = 22500 \cdot \Delta t_2$$

$$\Delta t_2 = \frac{q_2}{22500} = \frac{5000}{22500} = 0.995 \,^{\circ}\text{C}$$

т.е. зависимость между q_2 и Δt_2 изображается прямой линией. Выразив Δt_2 , наносим эту прямую на график (рис. 1)

$$\Delta t_2 = \frac{5000}{2250} = 0.22 \, ^{\circ}\text{C}$$

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

$$q_3 = \frac{\lambda_H}{\delta_H} \cdot \Delta t_3,$$

$$q_3 = \frac{2}{2 \cdot 10^{-3}} \cdot \Delta t_3 = 10000 \cdot \Delta t_3$$

$$(47)$$

$$\Delta t_3 = \frac{q_3}{10000} = \frac{5000}{10000} = 0.5 \, ^{\circ}\text{C}$$

т.е. зависимость между q_3 и Δt_3 также изображается прямой линией, наносим ее на график;

г) теплоотдача от стенки воде.

Скорость воды в пароводяных подогревателях обычно составляет 1-3 м/с, движение воды – турбулентное, поэтому, задавшись предварительно скоростью воды $\omega_T = 2$ м/с, воспользуемся упрощенной формулой:

						Лист
					KP 1-51 02 02. 21. 21. 75	
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\alpha_4 = \alpha_B = A_5 \cdot \frac{\omega_T^{0,8}}{d_B^{0,2}},\tag{48}$$

где A_5 — температурный множитель, зависящий от средней температуры воды, $A_5 = 3200 \ [1, c. 17].$

$$A_5 = 3100$$

$$\alpha_4 = \alpha_B = 3100 \cdot \frac{1,21^{0,8}}{(21 \cdot 10^{-3})^{0,2}} = 7818 \text{ BT/(M}^2 \cdot \text{K)}.$$

Имеем теплозависимость вида $q_4 = \alpha_4 \cdot \Delta t_4$. Задаваясь рядом значений Δt_4 , вычисляем соответствующие им величины q_4 , $B\tau/(M^2 \cdot K)$. Строим зависимость $\Delta t_4 = f(q_4)$ (рис. 1).

$$\Delta t_3 = \frac{q_3}{7818} = \frac{5000}{7818} = 0.64 \,^{\circ}\text{C}$$

Складывая ординаты четырех зависимостей, строим суммарную теплозависимость $\sum \Delta t = f(q)$. Из точки на оси ординат, соответствующей Δt_{cp} , проводим прямую, параллельную оси абсцис, до пересечения ее с суммарной зависимостью. Из пересечения в точке f опускаем перпендикуляр fa на ось и находим значение удельного теплового потока q BT/m^2

Коэффициент теплоотдачи, $BT/(M^2 \cdot K)$, рассчитывается по следующей формуле.

$$K = \frac{q}{\Delta t_{cp}},\tag{49}$$

$$K = \frac{5000}{2,355} = 2123 \text{ BT/(M}^2 \cdot \text{K)}.$$

Площадь поверхности нагрева теплообменника, м²,

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}},\tag{50}$$

$$F = \frac{25 \cdot 10^6}{2123 \cdot 39{,}97} = 294{,}6 \text{ m}^2.$$

По расчетной площади поверхности нагрева и диаметру трубок по каталогу выбираем вертикальный пароводяной подогреватель и выписываем его технические характеристики:

- площадь поверхности нагрева $F = 310 \text{ м}^2$,
- количество трубок n = 986,
- высота трубок в одном ходе Н = 4 м,

						Лист
					KP 1-51 02 02. 21. 21. 75	
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

• максимальное рабочее давление в трубной системе и корпусе $P=1,37\ M\Pi a$. Далее уточняется скорость движения воды ω , м/с, в трубках выбранного подогревателя:

$$\omega = \frac{4 \cdot V \cdot z}{n \cdot \pi \cdot d_B^2},\tag{51}$$

$$\omega = \frac{4 \cdot 0,119 \cdot 4}{986 \cdot 3,14 \cdot 21 \cdot 10^{-3}} = 1,28 \text{ m/c}.$$

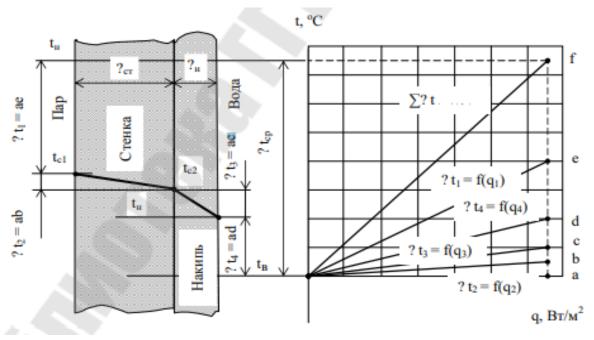


Рис.3. Тепловое напряжение поверхности нагрева

Уточняется коэффициент теплоотдачи при движении воды в трубках, по формуле (48) и коэффициент теплоотдачи пара, по формуле (45), причем в формулу (45) в качестве Δt подставляется величина отрезка ае, (рис.1).

$$\alpha_{\text{B}} = 3250 \cdot \frac{1,952^{0,8}}{(14 \cdot 10^{-3})^{0,2}} = 1,243 \cdot 10^{4} \text{ BT/(M}^{2} \cdot \text{K)},$$

$$\alpha_{\text{II}} = 1,334 \cdot \frac{11291,6}{4^{0,25} \cdot 0.995^{0,25}} = 10664 \frac{\text{BT}}{\text{M}^{2} \cdot \text{K}}.$$

Уточненный коэффициент теплопередачи K, $B\tau/(M^2 \cdot K)$,

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Pi}} + \frac{\delta}{\lambda_{CT}} + \frac{\delta_{H}}{\lambda_{H}} + \frac{1}{\alpha_{B}}}$$
 (52)

						Лист
					KP 1-51 02 02. 21. 21. 75	
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$K = \frac{1}{\frac{1}{10664,5} + \frac{0,001}{45} + \frac{0,0002}{2} + \frac{1}{7818}} = 2,612 \cdot 10^3 \text{ BT/(M}^2 \cdot \text{K)}$$

Необходимая площадь поверхности нагрева F, м², уточняемая по формуле (50)

$$F = \frac{25 \cdot 10^6}{2731 \cdot 39,97} = 232,5 \text{ m}^2$$

Не превышает действительной площади поверхности нагрева выбранного подогревателя.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата