

2. ТЕПЛОВОЙ КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЁТ СЕКЦИОННОГО ВОДО-ВОДЯНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

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

Задание. Произвести расчёт секционного водо-водяного подогревателя производительностью $Q = 3,0 \cdot 10^6$, Вт. Температура нагреваемой воды при входе в подогреватель $t'_2 = 70^\circ\text{C}$, при выходе $t''_2 = 95^\circ\text{C}$. Температура греющей (сетевой) воды при входе в подогреватель $t'_1 = 140^\circ\text{C}$, при выходе $t''_1 = 80^\circ\text{C}$. Поверхность нагрева выполнена из стальных трубок диаметром $d_b/d_n = 21/25$ мм. Влияние загрязнения поверхности нагрева и снижения коэффициента теплопередачи учесть коэффициентом $\beta=0,70$. Скорость воды в трубках принять равной $\omega = 1,1$, м/с.

Расчёт

Находим среднюю температуру:

$$t_{1\text{ ср}} = \frac{t'_1 + t''_1}{2} = \frac{140 + 80}{2} = 110^\circ\text{C}.$$

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

$$\nu = 0,272 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2/\text{с}.$$

Плотность воды: $\rho_b = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Определяем массовый и объёмный расход сетевой воды в трубках и воды, нагреваемой в межтрубном пространстве:

$$G_T = \frac{Q}{c_p(t'_1 - t''_1)} = \frac{3,0 \cdot 10^6}{4,233 \cdot 10^3(140 - 80)} = 11,8, \text{ кг/с}; \quad (19)$$

$$G_{MT} = 28,6, \text{ кг/с};$$

$$V_T = \frac{G_T}{\rho_b} = \frac{11,8}{1000} = 0,012 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (20)$$

$$V_{MT} = 0,029 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Площадь проходного сечения трубок:

$$f_T = \frac{V_T}{\omega_T} = \frac{0,012}{1,1} = 0,011 \text{ м}^2. \quad (21)$$

По площади f_T по каталогу выбираем секционный водо-водяной подогреватель (МВН 2050-33), выписываем его технические характеристики:

- количество и длина трубок: 109×2046;
- поверхность нагрева: 9,93 м²;
- площадь проходных сечений по трубам: 0,0147 м²;
- площадь проходных сечений между трубами: 0,0308 м²;
- эквивалентный диаметр сечения между трубами: 0,0201 м

					КР 1-51-02-02. 21.22.50		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		Бутько В.В.			Тепловой конструктивный расчёт горизонтального водо-водяного подогревателя	Лит.	Лист
Провер.		Никулина Т.Н.					Листов
Н. Контр.						ГГТУ им. П.О. Сухого Гр. ЗНР-31	
Утв.							

Далее уточняем скорость движения воды в трубках и межтрубном пространстве:

$$\omega_T = \frac{V_T}{f_T} = \frac{0,012}{0,0147} = 0,8 \text{ м/с}; \quad (22)$$

$$\omega_{MT} = \frac{V_{MT}}{f_{MT}} = \frac{0,029}{0,0308} = 0,78 \text{ м/с}. \quad (23)$$

Определяем эквивалентный диаметр для межтрубного пространства:

$$d_{\Omega} = \frac{4 \cdot f_{MT}}{P} = \frac{4 \cdot 0,0308}{9,97} = 0,012 \text{ м}, \quad (24)$$

где P – периметр межтрубного пространства:

$$P = \pi \cdot (d_H \cdot n + D_B) = 3,14 \cdot (0,025 \cdot 109 + 0,45) = 9,97 \text{ м}. \quad (25)$$

Средняя температура воды в трубках и в межтрубном пространстве:

$$t_1 = 0,5 \cdot (t_1'' + t_1') = 0,5 \cdot (140 + 80) = 110^\circ\text{C}; \quad (30)$$

$$t_2 = 0,5 \cdot (t_2'' + t_2') = 0,5 \cdot (95 + 70) = 82,5^\circ\text{C}. \quad (31)$$

Выбираем температурный множитель A_{5T} по температуре t_1 ([1], табл. П3), а по температуре t_2 – температурный множитель A_{5MT} :

$$A_5 = 3400,$$

$$A_{5MT} = 3025.$$

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

$$Re_T = \frac{\omega_T \cdot d_B}{\nu_T} = \frac{1,1 \cdot 0,013}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 53010, \quad (26)$$

$$\text{где } d_B = \sqrt{\frac{4 \cdot f_T}{\pi \cdot n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0147}{3,14 \cdot 109}} = 0,013;$$

$$Re_{MT} = \frac{\omega_{MT} \cdot d_{\Omega}}{\nu_{MT}} = \frac{0,78 \cdot 0,0124}{0,355 \cdot 10^{-6}} = 27120.$$

Если режим течения воды в трубках турбулентный, то коэффициент теплоотдачи при движении воды в трубках и межтрубном пространстве равен:

$$\alpha_T = A_{5T} \frac{\omega_T^{0,8}}{d_B^{0,2}} = 3400 \frac{1,1^{0,8}}{0,013^{0,2}} = 8732 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}; \quad (27)$$

$$\alpha_{MT} = A_{5MT} \frac{\omega_{MT}^{0,8}}{d_{\Omega}^{0,2}} = 3025 \frac{0,78^{0,8}}{0,0124^{0,2}} = 5966 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определяем коэффициент теплопередачи как для плоской стенки:

$$K = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_T} + \frac{\delta}{\lambda_{СТ}} + \frac{1}{\alpha_{MT}}} = \frac{0,7}{\frac{1}{8732} + \frac{(0,025 - 0,021)}{2,45} + \frac{1}{5966}} = 2143 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}. \quad (28)$$

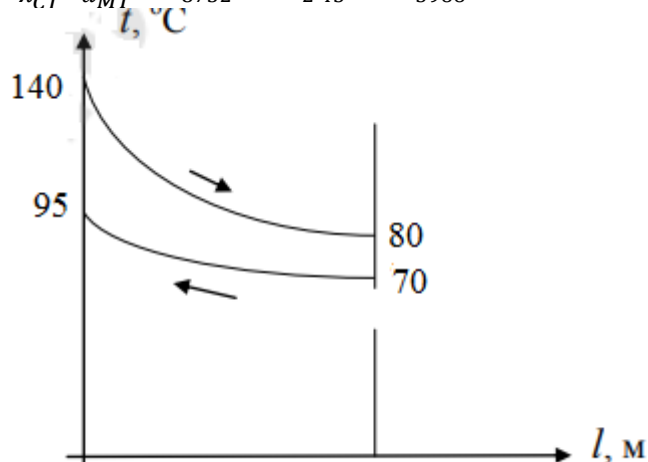


Рис. 2. Температурный график водо-водяного теплообмена.

Определяем средний температурный напор:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} = \frac{45 - 10}{\ln \frac{45}{10}} = 23,27^\circ\text{C}, \quad (29)$$

где $\Delta t_{max} = t'_1 - t''_2 = 140 - 95 = 45^\circ\text{C}$, $\Delta t_{min} = t''_1 - t'_2 = 80 - 70 = 10^\circ\text{C}$.

Определяем расчётную поверхность нагрева:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{3,0 \cdot 10^6}{2143 \cdot 23,27} = 60 \text{ м}^2. \quad (30)$$

Далее, зная площадь поверхности нагрева одной секции выбранного подогревателя (и длину трубок), рассчитываем количество секций и уточнённую поверхность нагрева, которая должна быть не меньше, чем расчётная поверхность нагрева подогревателя.

$$z = \frac{F}{F'} = \frac{60}{9,93} = 6 \text{ секций}.$$

Затем определяем длину хода воды в трубках и межтрубном пространстве:

$$L_T = l_T \cdot z = 2046 \cdot 6 = 12280 \text{ мм}, \quad (31)$$

$$L_{MT} = (l_T - 0,5) \cdot z = (2046 - 0,5) \cdot 6 = 9276 \text{ м}. \quad (32)$$

Определяем гидравлические потери в подогревателе в трубном и межтрубном пространстве с учётом дополнительных потерь от шероховатости в результате загрязнения трубок и потерь от местных сопротивлений, которые определяются по таблице ([1], табл. ПЗ):

$$\begin{aligned} \lambda_T &= 0,0205 + \frac{0,0197 - 0,0205}{10} (53,01 - 50) = 0,0202, \\ \sum \xi_T &= 1,5 + 2,5(z - 1) + 1,5 = 3 + 2,5(6 - 1) = 15,5, \\ \Delta P &= \left(\frac{\lambda_T \cdot L \cdot \chi}{d_B} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho}{2g} = \left(\frac{0,0202 \cdot 12,280 \cdot 1}{0,013} + 1,5 \right) \cdot \frac{1,1^2 \cdot 1000}{2 \cdot 9,8} = 5071 \text{ Па}, \end{aligned} \quad (33)$$

$$\begin{aligned} \lambda_{MT} &= 0,019, \\ \sum \xi_{MT} &= 13,5 \cdot 6 = 81, \\ \Delta P &= \left(\frac{\lambda_{MT} \cdot L \cdot \chi}{d_B} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho}{2g} = \left(\frac{0,019 \cdot 9,276 \cdot 1}{0,0124} + 81 \right) \cdot \frac{0,78^2 \cdot 1000}{2 \cdot 9,8} = 2948 \text{ Па}, \end{aligned} \quad (34)$$

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

Определяем диаметры патрубков:

$$d_K = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{V_T}{\omega_T}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,012}{1,1}} = 0,117 \text{ мм}. \quad (35)$$

И колен:

$$d_{\Pi} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{V_{MT}}{\omega_{MT}}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,029}{0,78}} = 0,198 \text{ мм}.$$

					КР 1-51-02-02. 21.22.50	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		