

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 $Q = 2,7 \cdot 10^6$, 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 $d_{\text{в}}/d_{\text{н}} = 21/25$ мм. Влияние загрязнения поверхности нагрева и снижения коэффициента теплопередачи учесть коэффициентом $\beta=0,70$. Скорость воды в трубках принять равной $\omega = 1,5$, 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: $\rho_{\text{в}} = 1000 \text{ кг/м}^3$.

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

$$G_T = \frac{Q}{c_p(t'_1 - t''_1)} = \frac{2,7 \cdot 10^6}{4,233 \cdot 10^3(140 - 80)} = 10,6, \text{ кг/с}; \quad (19)$$

$$G_{MT} = 25,7, \text{ кг/с};$$

$$V_T = \frac{G_T}{\rho_{\text{в}}} = \frac{10,6}{1000} = 0,0106 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (20)$$

$$V_{MT} = 0,026 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Площадь проходного сечения трубок:

$$f_T = \frac{V_T}{\omega_T} = \frac{0,0106}{1,5} = 0,0071 \text{ м}^2. \quad (21)$$

По площади f_T по каталогу выбираем секционный водо-водяной подогреватель (МВН 2050-32), выписываем его технические характеристики:

— количество и длина трубок: 69×2086 ;

- поверхность нагрева: $12,75 \text{ м}^2$;
- площадь проходных сечений по трубам: $0,00935 \text{ м}^2$;
- площадь проходных сечений между трубами: $0,0198 \text{ м}^2$;
- эквивалентный диаметр сечения между трубами: $0,0193 \text{ м}$.

Далее уточняем скорость движения воды в трубках и межтрубном пространстве:

$$\omega_T = \frac{V_T}{f_T} = \frac{0,0106}{0,00935} = 1,1 \text{ м/с}; \quad (22)$$

$$\omega_{MT} = \frac{V_{MT}}{f_{MT}} = \frac{0,026}{0,0198} = 1,3 \text{ м/с}. \quad (23)$$

Определяем эквивалентный диаметр для межтрубного пространства:

$$d_{\Omega} = \frac{4 \cdot f_{MT}}{P} = \frac{4 \cdot 0,0198}{6,83} = 0,012 \text{ м}, \quad (24)$$

где P – периметр межтрубного пространства:

$$P = \pi \cdot (d_H \cdot n + D_B) = 3,14 \cdot (0,025 \cdot 69 + 0,45) = 6,83 \text{ м}. \quad (25)$$

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. ПЗ), 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 $Re > 10^4$:

$$Re_T = \frac{\omega_T \cdot d_B}{\nu_T} = \frac{1,5 \cdot 0,013}{0,272 \cdot 10^{-6}} = 75222, \quad (26)$$

$$\text{где } d_B = \sqrt{\frac{4 \cdot f_T}{\pi \cdot n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00935}{3,14 \cdot 69}} = 0,013;$$

$$Re_{MT} = \frac{\omega_{MT} \cdot d_{\Omega}}{\nu_{MT}} = \frac{1,3 \cdot 0,012}{0,355 \cdot 10^{-6}} = 45322.$$

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

$$\alpha_T = A_{5T} \frac{\omega_T^{0,8}}{d_B^{0,2}} = 3400 \frac{1,5^{0,8}}{0,013^{0,2}} = 11353 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad (27)$$

$$\alpha_{MT} = A_{5MT} \frac{\omega_{MT}^{0,8}}{d_{\Omega}^{0,2}} = 3025 \frac{1,3^{0,8}}{0,012^{0,2}} = 9324 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определяем коэффициент теплопередачи как для плоской стенки:

$$K = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_T} + \frac{\delta}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_{MT}}} = \frac{0,7}{\frac{1}{11353} + \frac{(0,025 - 0,021)}{2,45} + \frac{1}{9324}} = 2919 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (28)$$

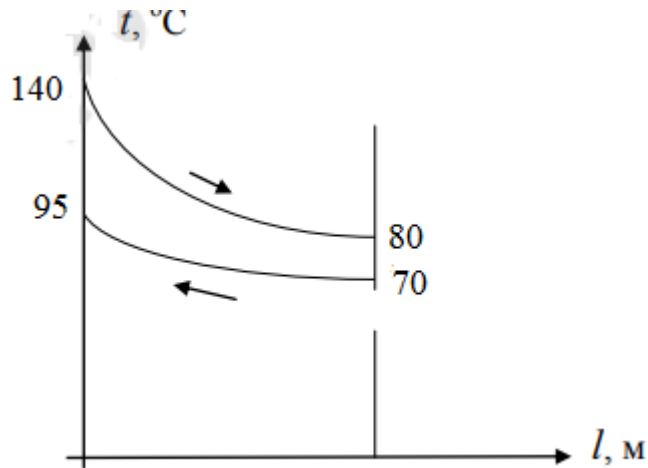


Рисунок 2 – Температурный график водо-водяного теплообмена

Определяем средний температурный напор:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln \frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}} = \frac{45 - 10}{\ln \frac{45}{10}} = 23,3^{\circ}\text{C}, \quad (29)$$

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

Определяем расчётную поверхность нагрева:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{2,7 \cdot 10^6}{2919 \cdot 23,3} = 40 \text{ м}^2. \quad (30)$$

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.

$$z = \frac{F}{F'} = \frac{40}{12,75} = 4 \text{ секций}.$$

Затем определяем длину хода воды в трубках и межтрубном пространстве:

$$L_T = l_T \cdot z = 2086 \cdot 4 = 8344 \text{ мм}, \quad (31)$$

$$L_{MT} = (l_T - 0,5) \cdot z = (2086 - 500) \cdot 4 = 6184 \text{ мм}. \quad (32)$$

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. П3):

$$\begin{aligned} \lambda_T &= 0,0190 + \frac{0,0184 - 0,0190}{10} (75,222 - 70) = 0,0187, \\ \sum \xi_T &= 1,5 + 2,5(z - 1) + 1,5 = 3 + 2,5(4 - 1) = 10,5, \\ \Delta P &= \left(\frac{\lambda_T \cdot L \cdot \chi}{d_B} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho}{2g} = \left(\frac{0,0187 \cdot 8,344 \cdot 1}{0,013} + 10,5 \right) \cdot \frac{1,5^2 \cdot 1000}{2 \cdot 9,8} = 3296 \text{ Па}, \end{aligned} \quad (33)$$

$$\lambda_{MT} = 0,021,$$

$$\sum \xi_{MT} = 13,5 \cdot 4 = 54, \quad (34)$$

$$\Delta P = \left(\frac{\lambda_T \cdot L \cdot \chi}{d_B} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho}{2g} = \left(\frac{0,021 \cdot 6,184 \cdot 1}{0,012} + 54 \right) \cdot \frac{1,3^2 \cdot 1000}{2 \cdot 9,8} = 5728 \text{ Па},$$

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:

$$d_K = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{V_T}{\omega_T}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,0106}{1,5}} = 0,106 \text{ мм}. \quad (35)$$

И колен:

$$d_{\Pi} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{V_{MT}}{\omega_{MT}}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,026}{1,3}} = 0,159 \text{ мм}.$$

