

1 ТЕПЛОВОЙ КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЁТ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ПАРОВОДОЯНОГО 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 $Q = 2,7 \cdot 10^6$, Вт. Температура нагреваемой воды при входе в подогреватель $t'_2 = 70^\circ\text{C}$, при выходе $t''_2 = 95^\circ\text{C}$. Абсолютное давление сухого насыщенного пара $P = 0,3$ Мпа; температура конденсата t_k , выходящего из подогревателя, равна температуре насыщения $t_H = 133,54^\circ\text{C}$; число ходов воды $z = 2$; поверхность нагрева выполнена из стальных трубок диаметром $d_B/d_H = 21/25$ мм. Скорость воды в трубках принять равной $\omega = 1,5$, м/с. После проведения расчёта по каталогам выбрать аппарат, выпускаемый серийно.

Расчёт

Находим среднюю температуру:

$$t_{2\text{ ср}} = \frac{t'_2 + t''_2}{2} = \frac{70 + 95}{2} = 82,5^\circ\text{C}.$$

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

$$\nu = 0,365 + \frac{0,326 - 0,365}{10} (355,5 - 353) = 0,355 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2/\text{с}.$$

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

Определяем массовый и объёмный расход воды:

$$G = \frac{Q}{c_p(t''_2 - t'_2)} = \frac{2,7 \cdot 10^6}{4,2 \cdot 10^3 (95 - 70)} = 25,7, \text{ кг/с}; \quad (1)$$
$$V = \frac{G}{\rho_B} = \frac{25,7}{1000} = 0,026 \text{ м}^3.$$

Число трубок в одном ходе:

$$n_0 = \frac{4V}{\omega \pi d_B^2} = \frac{4 \cdot 0,026}{1,5 \cdot 3,14 \cdot 0,021^2} = 50 \text{ штук}. \quad (2)$$

Число трубок в корпусе:

$$n = n_0 \cdot z = 50 \cdot 2 = 100 \text{ штук}. \quad (3)$$

Принимаем шаг трубок:

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

Внутренний диаметр корпуса:

$$D_B = 1,1 \cdot s \cdot \sqrt{\frac{n}{\eta}} = 1,1 \cdot 0,031 \cdot \sqrt{\frac{100}{0,7}} = 0,408 \text{ м}, \quad (5)$$

где η – коэффициент заполнения трубной решётки, принимается 0,6...0,8.

Приведенное число трубок в вертикальном ряду:

$$m = \sqrt{n} = \sqrt{100} = 10. \quad (6)$$

Температурный напор:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}} = \frac{(133,54 - 70) - (133,54 - 95)}{\ln \frac{133,54 - 70}{133,54 - 95}} = 50^\circ\text{C}. \quad (7)$$

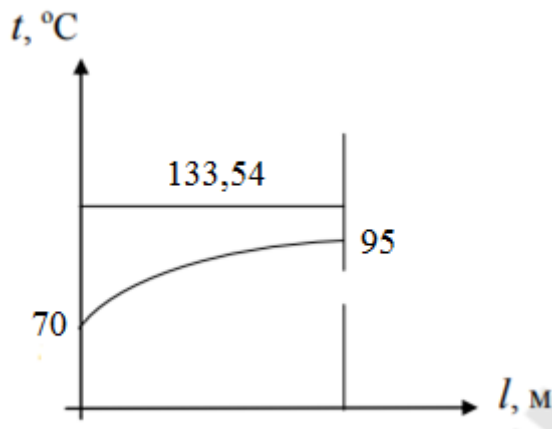


Рисунок 1 – Температурный напор пароводяного теплообменника

Средние температуры воды и стенки:

$$t = t_H - \Delta t = 133,54 - 50 = 83,5^\circ\text{C}, \quad (8)$$

$$t_{CT} = 0,5 \cdot (t + t_H) = 0,5 \cdot (83,5 + 133,54) = 108,4^\circ\text{C}. \quad (9)$$

Рассмотрим теплоотдачу от пара стенке.

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

$$L = m \cdot d_H \cdot (t_H - t_{CT}) \cdot A_1 = 10 \cdot 0,025 \cdot (133,54 - 108,5) \cdot 86,2 = 539, \quad (10)$$

где A_1 – температурный множитель, $1/(\text{м} \cdot \text{К})$, значение которого находится по t_H ([1], табл. ПЗ):

$$A_1 = 82 + \frac{94 - 82}{10} (133,54 - 130) = 86,2.$$

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

$$\alpha_{\Pi} = \frac{A_2}{\sqrt[4]{m \cdot d_H \cdot (t_H - t_{CT})}} = \frac{9536}{\sqrt[4]{10 \cdot 0,025 \cdot (133,54 - 108,4)}} = 6031 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (11)$$

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

$$A_2 = 9500 + \frac{9600-9500}{10} (133,54 - 130) = 9535.$$

Рассмотрим теплоотдачу от стенки воде.

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

$$\alpha_B = A_5 \frac{\omega^{0,8}}{d_B^{0,2}} = 3025 \frac{1,5^{0,8}}{0,021^{0,2}} = 9061 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (12)$$

где A_5 – множитель, определяемый по средней температуре воды ([1], табл. П3):

$$A_5 = 3000 + \frac{3100-3000}{10} (82,5 - 80) = 3025.$$

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

$$Re = \frac{\omega \cdot d_B}{\nu} = \frac{1,5 \cdot 0,021}{0,355 \cdot 10^{-6}} = 88676, \quad (13)$$

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

Далее уточняем значение температуры стенки трубок подогревателя:

$$t'_{CT} = \frac{t_H \cdot \alpha_{II} + t \cdot \alpha_B}{\alpha_{II} + \alpha_B} = \frac{133,54 \cdot 6031 + 83,5 \cdot 9061}{6031 + 9061} = 103,5^\circ\text{C}. \quad (14)$$

Уточняем коэффициент теплоотдачи пара:

$$\alpha_{II} = \frac{A_2}{\sqrt[4]{m \cdot d_H \cdot (t_H - t'_{CT})}} = \frac{9536}{\sqrt[4]{10 \cdot 0,025 \cdot (133,54 - 103,5)}} = 5761 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

Расчётный коэффициент теплопередачи определяется по формуле:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{II}} + \frac{\delta}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_B}} = \frac{1}{\frac{1}{5761} + \frac{(0,025-0,021)}{2,45} + \frac{1}{9061}} = 3045 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (15)$$

где λ_{CT} – коэффициент теплопроводности для латунных трубок, Вт/м·К.

Расчётная поверхность нагрева:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{2,7 \cdot 10^6}{3045 \cdot 50} = 17,7 \text{ м}^2. \quad (16)$$

По расчётной поверхности нагрева и диаметру трубок по каталогу выбираем пароводяной подогреватель ПП 1-21-2-2 горизонтального типа, выписываем его технические характеристики: площадь поверхности нагрева $F = 21,2 \text{ м}^2$; длина трубок $l = 3 \text{ м}$.

Далее уточняется скорость течения воды в трубках выбранного подогревателя:

$$\omega = \frac{4 \cdot V \cdot z}{n \cdot \pi \cdot d_B^2} = \frac{4 \cdot 2 \cdot 0,026}{160 \cdot 3,14 \cdot (0,021)^2} = 0,9 \text{ м/с}. \quad (17)$$

И значение критерия Re :

$$Re = \frac{\omega \cdot d_B}{\nu} = \frac{0,9 \cdot 0,021}{0,355 \cdot 10^{-6}} = 54893. \quad (18)$$

Уточняем коэффициент теплоотдачи при движении воды в трубках:

$$\alpha_B = A_5 \frac{\omega^{0,8}}{d_B^{0,2}} = 3025 \frac{0,9^{0,8}}{0,021^{0,2}} = 6173 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (19)$$

И коэффициент теплоотдачи пара:

$$\alpha_{\Pi} = \frac{A_2}{\sqrt[4]{m \cdot d_H \cdot (t_H - t'_{CT})}} = \frac{9535}{\sqrt[4]{10 \cdot 0,025 \cdot (133,54 - 103,5)}} = 5761 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (20)$$

Здесь в качестве t_{CT} подставляем значение температуры стенки t'_{CT} .

Уточняем коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Pi}} + \frac{\delta}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_B}} = \frac{1}{\frac{1}{5761} + \frac{(0,025 - 0,021)}{2 \cdot 45} + \frac{1}{6173}} = 2631 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Длина хода волны:

$$L = l \cdot z = 3 \cdot 2 = 6 \text{ м}. \quad (17)$$

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):

$$\begin{aligned} \lambda_T &= 0,0205 + \frac{0,0197 - 0,0205}{10} (54,893 - 50) = 0,02, \\ \sum \xi &= 1,5 \cdot 2 + 0,5 = 3,5, \\ \Delta P &= \left(\frac{\lambda_T \cdot L \cdot \chi}{d_B} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho}{2g} = \left(\frac{0,02 \cdot 6 \cdot 1}{0,012} + 3,5 \right) \cdot \frac{1,5^2 \cdot 1000}{2 \cdot 9,8} = 406 \text{ Па}, \end{aligned} \quad (18)$$

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).

