

Щербин Сергей Анатольевич,

к.т.н., доцент, Ангарский государственный технический университет,

e-mail: dekan_ftk@angtu.ru

Глотов Анатолий Андреевич,

обучающийся, Ангарский государственный технический университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАПИТАЛЬНЫХ ЗАТРАТ НА КОЖУХОТРУБЧАТЫЙ ТЕПЛООБМЕННИК

Shcherbin S.A., Glotov A.A.

DETERMINATION OF CAPITAL COSTS FOR SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER

Аннотация. Рассмотрены капитальные затраты на кожухотрубчатый теплообменник с учетом его конструктивных параметров и свойств теплоносителей.

Ключевые слова: капитальные затраты, теплообменный аппарат, теплопередача.

Abstract. The capital costs of a shell and tube heat exchanger are considered, taking into account its design parameters and properties of heat carriers.

Keywords: capital costs, heat exchanger, heat transfer.

Кожухотрубчатые теплообменные аппараты (рисунок 1) получили широкое распространение в химической и нефтехимической отраслях промышленности. Это обусловлено их высокой надежностью при работе в широком диапазоне температур и давлений различных технологических сред (жидкостей, газов и паров), относительно простой технологией изготовления и невысокой стоимостью [1].

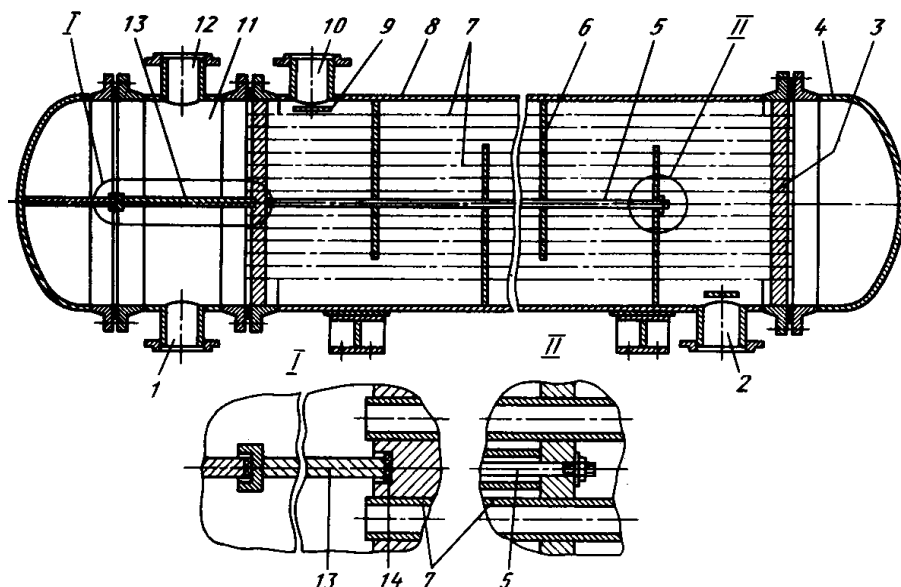


Рисунок 1 – Кожухотрубчатый теплообменник:

- 1, 12 – штуцера для ввода и вывода теплоносителя из трубного пространства;
2, 10 – штуцера для ввода и вывода теплоносителя из межтрубного пространства;
3 – трубная решетка; 4 – крышка; 5 – стяжка; 6 – сегментная перегородка;
7 – трубы; 8 – кожух; 9 – отбойник; 11 – распределительная камера; 13 – перегородка; 14 – прокладка

В работе рассматривается подход к определению капитальных затрат на кожухотрубчатый теплообменник с учетом конструктивных характеристик аппарата, а также расходов и свойств теплоносителей.

Капитальные затраты на кожухотрубчатый теплообменник в основном определяются стоимостью труб [2, 3], которая, в свою очередь, зависит от площади поверхности теплообмена F , м^2 , обеспечивающей требуемую мощность теплового потока Q , Вт. Выразим площадь поверхности теплообмена из основного уравнения теплопередачи:

$$F = Q / (K \cdot \Delta t_{\text{cp}}), \quad (1)$$

где K – коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$K = 1 / (1/\alpha_1 + R_1 + \delta/\lambda_{\text{ст}} + R_2 + 1/\alpha_2), \quad (2)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; R_1 и R_2 – термические сопротивления загрязнений на поверхностях стенки, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; δ – толщина стенки поверхности теплопередачи, м; $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; α_2 – коэффициент теплоотдачи к холодному теплоносителю, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; Δt_{cp} – средняя разность температур горячего и холодного теплоносителей, К.

С учетом количества и геометрических характеристик теплообменных трубок:

$$F = \pi \cdot (d_1 + d_2) \cdot l_{\text{T}} \cdot n / 2, \quad (3)$$

где d_1 , d_2 и l_{T} – соответственно внутренний, наружный диаметры труб аппарата и их длина, м; n – количество теплообменных трубок, шт.

Используя (1)-(3), выразим длину труб теплообменника:

$$l_{\text{T}} = 2 \cdot Q / [K \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) \cdot n \cdot \Delta t_{\text{cp}}]. \quad (4)$$

В приведенных далее по тексту выражениях индекс "1" относится к теплоносителю в трубном пространстве аппарата, а индекс "2" – в межтрубном.

При изменении температуры теплоносителя на величину Δt_1 , К, мощность теплового потока также можно определить по формуле:

$$Q = V_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1 \cdot \Delta t_1, \quad (5)$$

где V_1 , ρ_1 и c_1 – соответственно объемный расход, $\text{м}^3/\text{с}$, плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$, и удельная массовая теплоемкость, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, теплоносителя.

Объем и масса конструкционного материала теплообменных трубок:

$$V_{\text{T}} = \pi \cdot (d_1 + d_2) \cdot \delta \cdot l_{\text{T}} / 2; \quad (6)$$

$$m_{\text{T}} = \pi \cdot (d_1 + d_2) \cdot \delta \cdot l_{\text{T}} \cdot \rho_{\text{м}} / 2, \quad (7)$$

где δ – толщина стенки трубы, м; $\rho_{\text{м}}$ – плотность материала труб, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Единовременные затраты на трубы можно выразить как произведение массы конструкционного материала на стоимость материала труб Ц_{T} , руб/кг:

$$\text{C}_{\text{T}} = \pi \cdot (d_1 + d_2) \cdot \delta \cdot l_{\text{T}} \cdot \rho_{\text{м}} \cdot \text{Ц}_{\text{T}} / 2. \quad (8)$$

Учитывая, что

$$\delta = (d_2 - d_1) / 2, \quad (9)$$

можно записать:

$$C_T = \pi \cdot (d_2^2 - d_1^2) \cdot l_T \cdot \rho_M \cdot \zeta_T / 4, \quad (10)$$

и с учетом (4), (5):

$$C_T = \frac{(d_2 - d_1) \cdot V_1 \cdot \rho_1 \cdot \rho_M \cdot c_1 \cdot \Delta t_1 \cdot \zeta_T}{2 \cdot K \cdot n \cdot \Delta t_{cp}}. \quad (11)$$

Коэффициент K определяется по уравнению (2), в которое входят коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 , в общем случае определяемые по выражению:

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / l, \quad (12)$$

где Nu – критерий Нуссельта, характеризующий интенсивность теплообмена на границе твердое тело-жидкость; λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·К); l – определяющий линейный размер поверхности теплообмена, м. В качестве l , как правило, принимается длина или диаметр (эквивалентный диаметр) поверхности.

На величину критерия Нуссельта влияет множество факторов: физические свойства теплоносителя, скорость и режим его движения, форма, размеры и ориентация поверхности теплообмена в пространстве, температурный напор и другие. Например, при турбулентном режиме движения теплоносителя, агрегатное состояние которого не изменяется, в теплообменных трубках [1]:

$$Nu_1 = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43}, \quad (13)$$

где Re_1 – критерий Рейнольдса, характеризующий отношение сил инерции (скоростного напора) к силам вязкого трения и соответственно режим течения теплоносителя; Pr_1 – критерий Прандтля, учитывающий влияние физических свойств теплоносителя на теплоотдачу:

$$Re_1 = W_1 d_1 \rho_1 / \mu_1, \quad (14)$$

$$Pr_1 = c_1 \mu_1 / \lambda_1, \quad (15)$$

где μ_1 – коэффициент динамической вязкости теплоносителя, Па·с; λ_1 – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·К); W_1 – скорость теплоносителя в теплообменных трубках, м/с:

$$W_1 = 4 \cdot V_1 \cdot z / (n \cdot \pi \cdot d_1^2), \quad (16)$$

где z – количество ходов по трубам.

Учитывая (12)-(16), после преобразований получим:

$$\alpha_1 = \frac{0,025 \cdot V_1^{0,8} \cdot z^{0,8} \cdot \rho_1^{0,8} \cdot c_1^{0,43} \cdot \lambda_1^{0,57}}{d_1^{1,8} \cdot \mu_1^{0,37} \cdot n^{0,8}}. \quad (17)$$

Критерий Нуссельта при движении теплоносителя в межтрубном пространстве стандартизованного кожухотрубчатого теплообменника с поперечными перегородками при $Re_2 > 10^3$ рассчитывается по формуле [1]:

$$Nu_2 = 0,126 \cdot Re_2^{0,65} \cdot Pr_2^{0,36}. \quad (18)$$

Скорость движения теплоносителя в межтрубном пространстве определяется по его объемному расходу V_2 , м³/с, и площади живого сечения потока:

$$W_2 = 2 \cdot V_2 / [D^2 \cdot (1 - d_2/l_p)], \quad (19)$$

где D – внутренний диаметр кожуха аппарата, м; l_p – шаг расположения теплообменных труб в трубной решетке, м.

Критерий Рейнольдса для теплоносителя в межтрубном пространстве:

$$Re_2 = 2 \cdot d_2 \cdot V_2 \cdot \rho_2 / [D^2 \cdot (1 - d_2/l_p) \cdot \mu_2]. \quad (20)$$

Тогда, с учетом (2), (11)-(15), (18) и (20), после преобразований можно записать:

$$\alpha_2 = \frac{0,2 \cdot V_2^{0,65} \cdot \rho_2^{0,65} \cdot c_2^{0,36} \cdot \lambda_2^{0,64}}{d_2^{0,35} \cdot D^{1,3} \cdot \mu_2^{0,29} (1 - d_2/l_p)^{0,65}}; \quad (21)$$

$$K = \frac{1}{\left(\frac{d_1^{1,8} \cdot \mu_1^{0,37} \cdot n^{0,8}}{0,025 \cdot V_1^{0,8} \cdot z^{0,8} \cdot \rho_1^{0,8} \cdot c_1^{0,43} \cdot \lambda_1^{0,57}} + R_1 + \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot \lambda_{ст}} + R_2 + \frac{d_2^{0,35} \cdot D^{1,3} \cdot \mu_2^{0,29} (1 - d_2/l_p)^{0,65}}{0,2 \cdot V_2^{0,65} \cdot \rho_2^{0,65} \cdot c_2^{0,36} \cdot \lambda_2^{0,64}} \right)}; \quad (22)$$

$$C_T = \frac{(d_2 - d_1) \cdot V_1 \cdot \rho_1 \cdot \rho_m \cdot c_1 \cdot \Delta t_1 \cdot \Psi_T}{2 \cdot n \cdot \Delta t_{ср}} \cdot \left(\frac{d_1^{1,8} \cdot \mu_1^{0,37}}{0,025 \cdot c_1^{0,43} \cdot \lambda_1^{0,57}} \cdot \left(\frac{n}{V_1 \cdot \rho_1 \cdot z} \right)^{0,8} + R_1 + \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot \lambda_{ст}} + R_2 + \frac{d_2^{0,35} \cdot D^{1,3} \cdot \mu_2^{0,29} \cdot \left(\frac{(1 - d_2/l_p)}{V_2 \cdot \rho_2} \right)^{0,65}}{0,2 \cdot c_2^{0,36} \cdot \lambda_2^{0,64}} \right) \quad (23)$$

Полученное выражение (23) позволяет оценить капитальные затраты на кожухотрубчатый теплообменник с учетом расходов и свойств теплоносителей, а также конструктивных характеристик аппарата. На следующем этапе работы предстоит апробация предложенного подхода на стадии проектирования теплообменных аппаратов с целью проверки его эффективности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Щербин С.А. Основы теории теплообмена и теплообменные аппараты. – Учебное пособие. Ангарск: АГТА, 2014. 162 с.
2. Кузьмин С.И., Щербин С.А. Комплексная оптимизация трубчатого теплообменника // Сборник научных трудов АНГТУ. 2018. С. 21-27.
3. Щербин С.А., Демин Г.Г. Вопросы оптимизации теплообменных аппаратов // Вестник АНГТУ. 2019. № 13. С. 106-109.