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

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ЗАТРАТЫ НА РЕКУПЕРАТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕННИК

Shcherbin S.A., Glotov A.A.

OPERATING COSTS FOR A RECUPERATIVE HEAT EXCHANGER

Аннотация. Рассмотрены эксплуатационные затраты на рекуперативный теплообменник с учетом его гидродинамических и конструктивных параметров, свойств теплоносителей.

Ключевые слова: эксплуатационные затраты, теплообменный аппарат, теплопередача, скорость теплоносителя, гидравлическое сопротивление.

Abstract. The operating costs of a recuperative heat exchanger are considered, taking into account its hydrodynamic and design parameters, properties of heat carriers.

Keywords: operating costs, heat exchanger, heat transfer, heat carrier speed, hydraulic resistance.

Эксплуатационные затраты на рекуперативный теплообменный аппарат определяются стоимостью электроэнергии на перемещение теплоносителей:

$$\mathcal{E} = (N_{д1} + N_{д2}) \cdot \Pi_{\mathcal{E}} \cdot \tau, \quad (1)$$

где $N_{д1}$ и $N_{д2}$ – мощность электродвигателей циркуляционных насосов (компрессоров), кВт; $\Pi_{\mathcal{E}}$ – стоимость электроэнергии, руб/(кВт·ч); τ – продолжительность эксплуатации аппарата в году, ч.

Мощность электродвигателя насоса определяется объемным расходом нагнетаемой жидкости V , м³/с, и гидравлическим сопротивлением теплообменного аппарата Δp , Па:

$$N_{д} = V \cdot \Delta p / \eta, \quad (2)$$

где η – общий к.п.д. насоса.

Гидравлическое сопротивление Δp_1 трубного пучка стандартного кожухотрубчатого теплообменника определяется в основном потерями на трение в трубах, а сопротивление Δp_2 межтрубного пространства ограничим потерями давления на трение в пространстве между стенками кожуха и соседними радиальными перегородками. Были получены следующие выражения, в которых индекс "1" относится к теплоносителю в трубном пространстве аппарата, а индекс "2" – в межтрубном:

$$\Delta p_1 = z \cdot \lambda_{\tau} \cdot \rho_1 \cdot W_1^2 \cdot l_{\tau} / (2d_1), \quad (3)$$

$$\Delta p_2 = \lambda_{\text{мт}} \cdot \rho_2 \cdot W_2^2 \cdot l_{\tau} / D, \quad (4)$$

где z – количество ходов по трубам; λ_{τ} , $\lambda_{\text{мт}}$ – коэффициенты гидравлического трения (коэффициенты Дарси); ρ_1 , ρ_2 – плотности теплоносителей, кг/м³; W_1 , W_2 – скорости теплоносителей, м/с; l_{τ} , d_1 – соответственно длина и внутренний

диаметр теплообменных труб, м; D – внутренний диаметр аппарата, м.

При развитом турбулентном режиме движения теплоносителя в трубах коэффициент трения вычисляется по формуле Шифринсона [1]:

$$\lambda_T = 0,11 \cdot (\Delta_{э1}/d_1)^{0,25}, \quad (5)$$

где $\Delta_{э1}$ – эквивалентная шероховатость внутренней поверхности трубок, м.

Коэффициент гидравлического трения в межтрубном пространстве зависит от числа рядов и способа размещения труб, через которые проходит поток. При размещении труб по вершинам равносторонних треугольников [1]:

$$\lambda_{MT} = (4 + 2,31 \cdot D/d_2)/Re_2^{0,28}, \quad (6)$$

где d_2 – наружный диаметр теплообменных труб, м; Re_2 – критерий Рейнольдса.

Выразим мощность двигателей насосов, перекачивающих жидкость через трубный пучок (индекс "1") и межтрубное пространство (индекс "2") аппарата:

$$N_{д1} = \frac{0,057 \cdot \Delta_{э1}^{0,25} \cdot V_1^4 \cdot \rho_1^2 \cdot c_1 \cdot \Delta t_1 \cdot z^3}{\eta_1 \cdot K \cdot (d_1 + d_2) \cdot d_1^{5,25} \cdot \Delta t_{cp} \cdot n^3}; \quad (7)$$

$$N_{д2} = \frac{4,85 \cdot V_2^{3,72} \cdot \rho_2^{1,72} \cdot c_2 \cdot \mu_2^{0,28} \cdot (1,73 + D/d_2) \cdot \Delta t_2}{\eta_2 \cdot K \cdot (1 - d_2/l_p)^{1,72} \cdot D^{4,44} \cdot d_2^{0,28} \cdot (d_1 + d_2) \cdot n \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (8)$$

где c_1, c_2 – удельные массовые теплоемкости теплоносителей, Дж/(кг·К); μ_2 – коэффициент динамической вязкости теплоносителя, Па·с; $\Delta t_1, \Delta t_2$ – изменение температуры теплоносителей, К; z – количество ходов по трубам; D – внутренний диаметр кожуха аппарата, м; l_p – шаг расположения теплообменных труб в трубной решетке, м; K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); n – количество теплообменных труб, шт.; Δt_{cp} – средняя разность температур горячего и холодного теплоносителей, К.

Выражение для расчета коэффициента теплопередачи получено в [2]:

$$K = \frac{1}{\left(\frac{d_1^{1,8} \cdot \mu_1^{0,37} \cdot n^{0,8}}{0,025 \cdot V_1^{0,8} \cdot z^{0,8} \cdot \rho_1^{0,8} \cdot c_1^{0,43} \cdot \lambda_1^{0,57}} + R_1 + \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot \lambda_{ст}} + R_2 + \frac{d_2^{0,35} \cdot D^{1,3} \cdot \mu_2^{0,29} (1 - d_2/l_p)^{0,65}}{0,2 \cdot V_2^{0,65} \cdot \rho_2^{0,65} \cdot c_2^{0,36} \cdot \lambda_2^{0,64}} \right)}, \quad (9)$$

где R_1 и R_2 – термические сопротивления загрязнений на внутренней и наружной поверхностях стенок труб, м²·К/Вт; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_{ст}$ – коэффициенты теплопроводности теплоносителей и материала стенки, Вт/(м·К).

Таким образом, система из уравнений (1), (7)-(9) позволяет определить эксплуатационные затраты на кожухотрубчатый теплообменник.

ЛИТЕРАТУРА

1. Щербин С.А. и др. Основы гидравлики. – Учебное пособие. Ангарск: АГТА, 2009. – 94 с.
2. Щербин С.А., Демин Г.Г. Вопросы оптимизации теплообменных аппаратов // Вестник АНГТУ. 2019. № 13. С. 106-109.