

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 ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ЗАТРАТ НА КОЖУХОТРУБЧАТЫЙ ТЕПЛООБМЕННИК

Shcherbin S.A., Glotov A.A.

DETERMINATION OF OPERATING COSTS FOR SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER

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

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

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

Keywords: operating costs, shell and tube heat exchanger, heat carrier speed, hydraulic resistance.

Одним из наиболее распространенных в химической и нефтехимической промышленности видов оборудования являются рекуперативные теплообменные аппараты, в частности, кожухотрубчатые теплообменники. Эффективность процесса теплопередачи и соответственно рекуперативного теплообменного аппарата определяется величиной коэффициента теплопередачи:

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

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке теплообменной поверхности, Вт/(м²·К); R_1 и R_2 – термические сопротивления загрязнений на поверхностях стенки, м²·К/Вт; δ – толщина стенки поверхности теплопередачи, м; $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·К); α_2 – коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю, Вт/(м²·К).

Для повышения эффективности теплообмена следует увеличивать значение коэффициентов α_1 и α_2 . Величина коэффициента теплоотдачи теплоносителя, агрегатное состояние которого в процессе теплообмена не изменяется, существенно зависит от скорости его движения – увеличением скоростей теплообменных сред можно добиться повышения эффективности теплообменного аппарата.

Однако, как известно из гидродинамики, увеличение скорости потока приводит к повышению затрат энергии на перекачивание среды, что проявляется в уменьшении ее давления. Величина, на которую уменьшается давление среды, пропорциональна квадрату скорости потока и называется гидравлическим сопротивлением.

Поэтому увеличение скорости потока теплоносителя, с одной стороны,

повышает эффективность теплопередачи, но, в то же время, существенно увеличивает гидравлическое сопротивление аппарата и затраты на работу насосно-компрессорного оборудования. При проектировании теплообменных аппаратов важной задачей является определение оптимальных скоростей потоков теплоносителей, обеспечивающих эффективный теплообмен при приемлемом значении гидравлического сопротивления.

В данной работе рассматривается подход к определению эксплуатационных затрат на кожухотрубчатый теплообменник с учетом конструктивных характеристик аппарата, а также расходов и свойств теплоносителей. В приведенных далее по тексту выражениях индекс "1" относится к теплоносителю в трубном пространстве аппарата, а индекс "2" – в межтрубном.

Эксплуатационные затраты на кожухотрубчатый теплообменник определяются стоимостью электроэнергии на перемещение теплоносителей:

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

где $N_{д1}$ и $N_{д2}$ – мощность электродвигателей циркуляционных насосов (компрессоров), кВт; $Ц_{э}$ – 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.

Общее гидравлическое сопротивление трубного пространства кожухотрубчатого теплообменника складывается из следующих составляющих (рисунок 1, а):

- Δp_1 – потеря давления при выходе потока из штуцера в распределительную камеру теплообменника, Па;
- Δp_2 – потеря давления при входе потока из распределительной камеры в трубы теплообменника, Па;
- $\Delta p_{тр}$ – потеря давления на трение в трубах теплообменника, Па;
- Δp_3 – потеря давления при выходе потока из труб, Па;
- Δp_4 – потеря давления при входе потока в штуцер теплообменника, Па.

Гидравлическое сопротивление трубного пространства теплообменника ограничим потерями давления на трение в трубах, определяемыми по формуле [1]:

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

где z – количество ходов по трубам; $\lambda_{тр}$ – коэффициент гидравлического трения (коэффициент Дарси); ρ_1 – плотность теплоносителя в теплообменных трубах, кг/м³; W_1 – скорость теплоносителя, м/с; $l_{тр}$ – длина труб теплообменника, м; d_1 – внутренний диаметр труб, м.

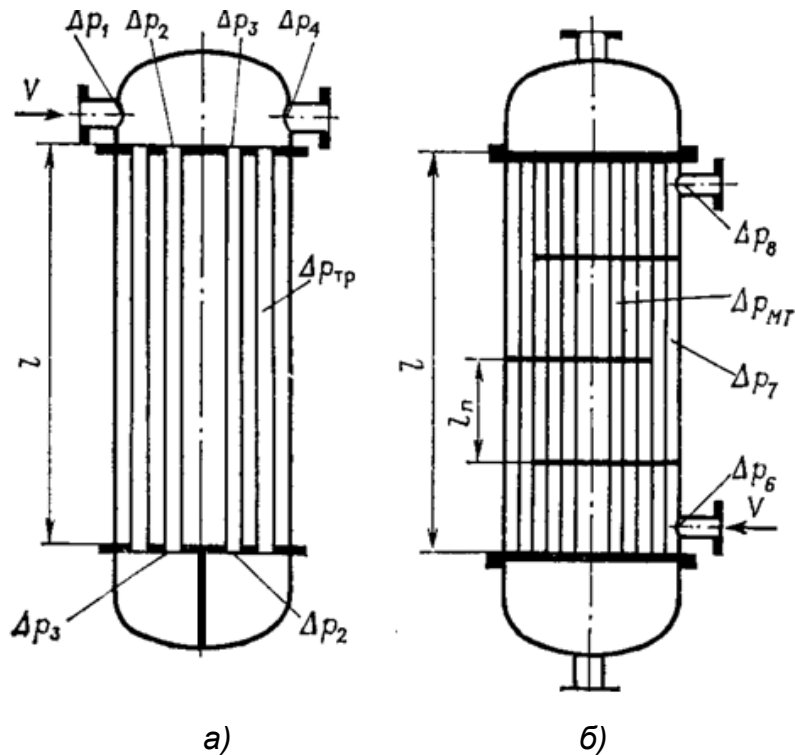


Рисунок 1 – Распределение гидравлических сопротивлений в кожухотрубчатых теплообменниках: а – в трубном пространстве; б – в межтрубном пространстве

При развитом турбулентном режиме движения теплоносителя в трубах коэффициент трения вычисляется по формуле Шифринсона [2]:

$$\lambda_{\text{т}} = 0,11 \cdot (\Delta_{\text{э1}}/d_1)^{0,25}, \quad (4)$$

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

Выразим площадь поверхности теплопередачи из основного уравнения:

$$F = Q / (K \cdot \Delta t_{\text{ср}}), \quad (5)$$

где Q – мощность теплового потока, Вт; $\Delta t_{\text{ср}}$ – средняя разность температур горячего и холодного теплоносителей, К.

С учетом количества и геометрических характеристик теплообменных трубок:

$$F = \pi \cdot (d_1 + d_2) \cdot l_{\text{т}} \cdot n / 2, \quad (6)$$

где d_2 – наружный диаметр труб, м; n – количество теплообменных труб, шт.

Тогда длина труб теплообменника составит:

$$l_{\text{т}} = 2 \cdot Q / [K \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) \cdot n \cdot \Delta t_{\text{ср}}]. \quad (7)$$

Выразим мощность теплового потока через объемный расход V_1 , м³/с, плотность ρ_1 , кг/м³, удельную массовую теплоемкость c_1 , Дж/(кг·К), и изменение температуры теплоносителя Δt_1 , К, в трубном пространстве:

$$Q = V_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1 \cdot \Delta t_1, \quad (8)$$

подставим в (7):

$$l_{\text{т}} = 2 \cdot V_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1 \cdot \Delta t_1 / [K \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) \cdot n \cdot \Delta t_{\text{ср}}]. \quad (9)$$

Скорость теплоносителя в теплообменных трубах:

$$W_1 = 4 \cdot V_1 \cdot z / (n \cdot \pi \cdot d_1^2). \quad (10)$$

Используя (2)-(4), (9) и (10), выразим мощность двигателя насоса, перекачивающего жидкость через теплообменные трубы:

$$N_{д1} = \frac{0,057 \cdot \Delta_{\vartheta_1}^{0,25} \cdot V_1^4 \cdot \rho_1^2 \cdot c_1 \cdot \Delta t_1 \cdot z^3}{\eta_1 \cdot K \cdot (d_1 + d_2) \cdot d_1^{5,25} \cdot \Delta t_{cp} \cdot n^3}. \quad (11)$$

В общем случае гидравлическое сопротивление межтрубного пространства представляет собою сумму следующих величин (рисунок 1, б):

- Δp_6 – потеря давления при входе потока в межтрубное пространство, Па;

- Δp_{MT} – потеря давления на трение в одном ходе межтрубного пространства, ограниченного стенками кожуха и соседними перегородками, Па;

- Δp_7 – потеря давления при огибании потоком перегородки, Па;

- Δp_8 – потеря давления при выходе потока из межтрубного пространства в штуцер, Па.

Ограничим гидравлическое сопротивление межтрубного пространства стандартного аппарата потерями давления на трение, определяемыми по формуле [1]:

$$\Delta p_{MT} = \lambda_{MT} \cdot \rho_2 \cdot W_2^2 \cdot l_T / D, \quad (12)$$

где λ_{MT} – коэффициент гидравлического трения в межтрубном пространстве, зависящий от способа размещения труб (рисунок 2) и числа рядов труб, через которые проходит поток; ρ_2 – плотность теплоносителя в межтрубном пространстве, кг/м³; W_2 – скорость теплоносителя, м/с; D – внутренний диаметр кожуха аппарата, м.

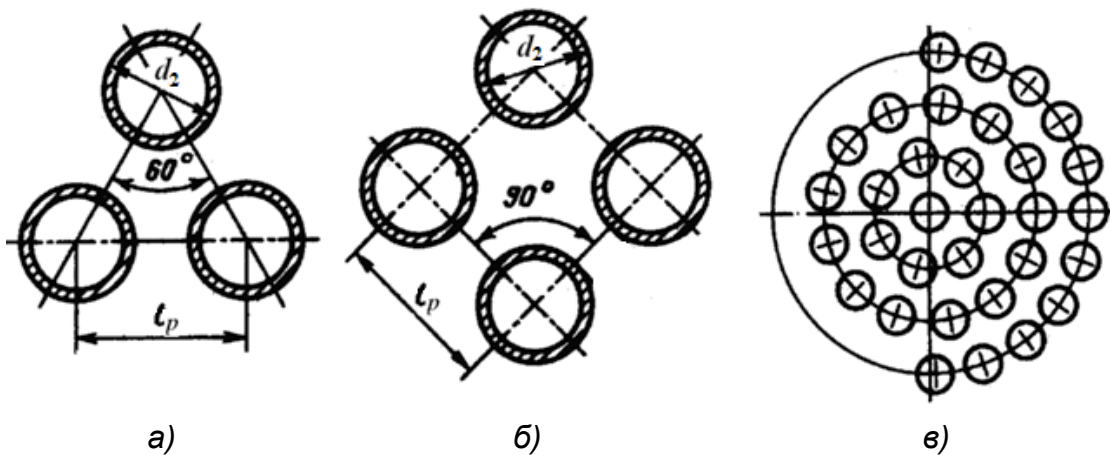


Рисунок 2 – Схемы размещения труб в трубной решетке кожухотрубчатого теплообменника: а – по вершинам равносторонних треугольников; б – по вершинам квадратов; в – по концентрическим окружностям.

При размещении труб по вершинам равносторонних треугольников (рисунок 2, а) [1]:

$$\lambda_{MT} = (4 + 2,31 \cdot D/d_2) / Re_2^{0,28}, \quad (13)$$

где Re_2 – критерий Рейнольдса для теплоносителя в межтрубном пространстве:

$$Re_2 = W_2 d_2 \rho_2 / \mu_2, \quad (14)$$

где μ_2 – коэффициент динамической вязкости теплоносителя, Па·с.

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

$$W_2 = 2 \cdot V_2 / [D^2 \cdot (1 - d_2/l_p)], \quad (15)$$

где V_2 – объемный расход теплоносителя, м³/с; l_p – шаг расположения теплообменных труб в трубной решетке (рисунок 2), м.

С учетом (14) и (15), запишем:

$$Re_2 = 2 \cdot d_2 \cdot V_2 \cdot \rho_2 / [D^2 \cdot (1 - d_2/l_p) \cdot \mu_2]. \quad (16)$$

Используя (2), (9) и (12)-(16), по аналогии с (11) выразим мощность двигателя насоса, перекачивающего жидкость через межтрубное пространство:

$$N_{д2} = \frac{4,85 \cdot V_2^{3,72} \cdot \rho_2^{1,72} \cdot c_2 \cdot \mu_2^{0,28} \cdot (1,73 + D/d_2) \cdot \Delta t_2}{\eta_2 \cdot K \cdot (1 - d_2/l_p)^{1,72} \cdot D^{4,44} \cdot d_2^{0,28} \cdot (d_1 + d_2) \cdot n \cdot \Delta t_{cp}}. \quad (17)$$

Таким образом, эксплуатационные затраты на кожухотрубчатый теплообменник по (1), (11) и (17):

$$\mathcal{E} = \left(\frac{0,057 \cdot \Delta_{э1}^{0,25} \cdot V_1^4 \cdot \rho_1^2 \cdot c_1 \cdot \Delta t_1 \cdot z^3}{\eta_1 \cdot K \cdot (d_1 + d_2) \cdot d_1^{5,25} \cdot \Delta t_{cp} \cdot n^3} + \frac{4,85 \cdot V_2^{3,72} \cdot \rho_2^{1,72} \cdot c_2 \cdot \mu_2^{0,28} \cdot (1,73 + D/d_2) \cdot \Delta t_2}{\eta_2 \cdot K \cdot (1 - d_2/l_p)^{1,72} \cdot D^{4,44} \cdot d_2^{0,28} \cdot (d_1 + d_2) \cdot n \cdot \Delta t_{cp}} \right) \cdot \Pi_{э} \cdot \tau. \quad (18)$$

Выражение для определения коэффициента теплопередачи K , входящего в (18), было получено ранее в работе [3].

Полученное выражение (18) позволяет оценить эксплуатационные затраты на кожухотрубчатый теплообменник с учетом расходов и свойств теплоносителей, а также конструктивных характеристик аппарата. Предлагаемый подход целесообразно применять на стадии проектирования теплообменников с целью минимизации расходов на их производство и эксплуатацию.

ЛИТЕРАТУРА

1. Щербин С.А. Основы теории теплообмена и теплообменные аппараты. – Учебное пособие. Ангарск: АГТА, 2014. 162 с.
2. Щербин С.А. и др. Основы гидравлики. Учебное пособие. Ангарск: АГТА, 2009. 94 с.
3. Щербин С.А., Демин Г.Г. Вопросы оптимизации теплообменных аппаратов // Вестник АНГТУ. 2019. № 13. С. 106-109.