

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  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке теплообменной поверхности, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $R_1$  и  $R_2$  – термические сопротивления загрязнений на поверхностях стенки, м<sup>2</sup>·К/Вт;  $\delta$  – толщина стенки поверхности теплопередачи, м;  $\lambda_{ст}$  – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·К);  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Для повышения эффективности теплообмена следует увеличивать значение коэффициентов  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ . 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:

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

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

Мощность электродвигателя насоса определяется объемным расходом нагнетаемой жидкости  $V$ , м<sup>3</sup>/с, и гидравлическим сопротивлением теплообменного аппарата  $\Delta p$ , Па:

$$N_d = V \cdot \Delta p / \eta, \quad (2)$$

где  $\eta$  – общий к.п.д. насоса.

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

- $\Delta p_1$  – потеря давления при выходе потока из штуцера в распределительную камеру теплообменника, Па;
- $\Delta p_2$  – потеря давления при входе потока из распределительной камеры в трубы теплообменника, Па;
- $\Delta p_{тр}$  – потеря давления на трение в трубах теплообменника, Па;
- $\Delta p_3$  – потеря давления при выходе потока из труб, Па;
- $\Delta p_4$  – 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);  $\rho_1$  – плотность теплоносителя в теплообменных трубах, кг/м<sup>3</sup>;  $W_1$  – скорость теплоносителя, м/с;  $l_{тр}$  – длина труб теплообменника, м;  $d_1$  – внутренний диаметр труб, м.

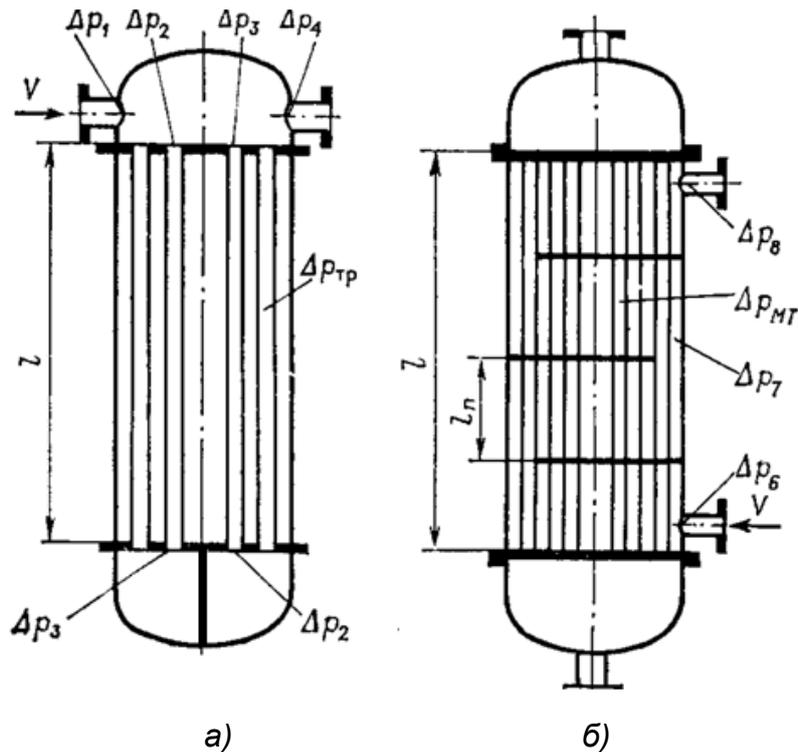


Рисунок 1 – Распределение гидравлических сопротивлений в кожухотрубчатых теплообменниках: а – в трубном пространстве; б – в межтрубном пространстве

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  $V_1$ , м<sup>3</sup>/с, плотность  $\rho_1$ , кг/м<sup>3</sup>, удельную массовую теплоемкость  $c_1$ , Дж/(кг·К), и изменение температуры теплоносителя  $\Delta t_1$ , 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:

$$N_{д1} = \frac{0,057 \cdot \Delta_{\theta 1}^{0,25} \cdot V_1^4 \cdot \rho_1^2 \cdot c_1 \cdot \Delta t_1 \cdot z^3}{\eta_1 \cdot K \cdot (d_1 + d_2) \cdot d_1^{5,25} \cdot \Delta t_{cp} \cdot n^3}. \quad (11)$$

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

-  $\Delta p_6$  – потеря давления при входе потока в межтрубное пространство, Па;

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

-  $\Delta p_7$  – потеря давления при огибании потоком перегородки, Па;

-  $\Delta p_8$  – 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  $\lambda_{MT}$  – коэффициент гидравлического трения в межтрубном пространстве, зависящий от способа размещения труб (рисунок 2) и числа рядов труб, через которые проходит поток;  $\rho_2$  – плотность теплоносителя в межтрубном пространстве, кг/м<sup>3</sup>;  $W_2$  – скорость теплоносителя, м/с;  $D$  – внутренний диаметр кожуха аппарата, м.

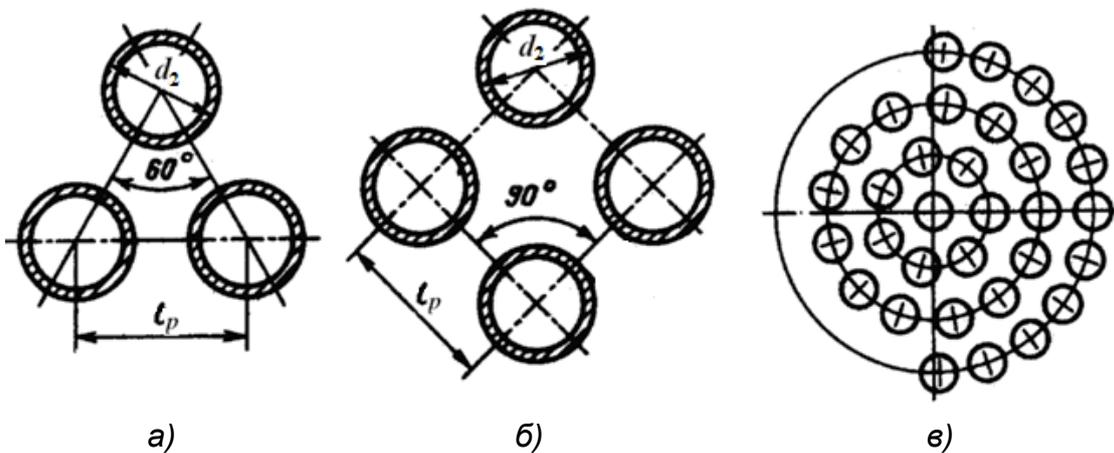


Рисунок 2 – Схемы размещения труб в трубной решетке кожухотрубчатого теплообменника: а – по вершинам равносторонних треугольников; б – по вершинам квадратов; в – по концентрическим окружностям.

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  $\mu_2$  – коэффициент динамической вязкости теплоносителя, Па·с.

Скорость движения теплоносителя в межтрубном пространстве определяется по его объемному расходу  $V_2$ , м<sup>3</sup>/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, м<sup>3</sup>/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):

$$\Xi = \left( \frac{0,057 \cdot \Delta_{з1}^{0,25} \cdot V_1^4 \cdot \rho_1^2 \cdot c_1 \cdot \Delta t_1 \cdot z^3}{\eta_1 \cdot K \cdot (d_1 + d_2) \cdot d_1^{5,25} \cdot \Delta t_{cp} \cdot n^3} + \frac{4,85 \cdot V_2^{3,72} \cdot \rho_2^{1,72} \cdot c_2 \cdot \mu_2^{0,28} \cdot (1,73 + D/d_2) \cdot \Delta t_2}{\eta_2 \cdot K \cdot (1 - d_2/l_p)^{1,72} \cdot D^{4,44} \cdot d_2^{0,28} \cdot (d_1 + d_2) \cdot n \cdot \Delta t_{cp}} \right) \cdot \Pi_{э} \cdot \tau. \quad (18)$$

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.