

УДК 66.01(076)

## ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ ТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Прокопенко К.В., Шевандо А.А.

Научный руководитель – старший преподаватель Космачёва Э.М.

Проектирование теплообменных аппаратов, входящих в теплотехнологическую систему, должно быть подчинено основной задаче – обеспечению их высокой экономической эффективности. Характеристику такой эффективности дает универсальный технико-экономический критерий – минимум приведенных затрат  $\Pi$ , которые учитывают капитальные вложения  $K$  на изготовление аппарата и его монтаж, эксплуатационные затраты  $\mathcal{E}$  и нормативный срок окупаемости – нормативный коэффициент эффективности капиталовложений  $E$

$$KO = \min(\Pi) = \min(EK + \mathcal{E}), \text{ руб/год} \quad (1)$$

Скорость теплоносителя в трубах теплообменного аппарата является аргументом, определяющим интенсивность теплообмена, а значит для заданной тепловой нагрузки величину поверхности теплообмена аппарата и, как следствие, габариты, металлоемкость и стоимость его. В то же время от скорости теплоносителя (движущего напора) зависит мощность насоса, то есть расход электроэнергии на его привод, что при неизменных расходах теплоносителей и их стоимости, в основном предопределяет эксплуатационные затраты на теплообменную установку. Выбор оптимального варианта скорости теплоносителя предполагает многовариантные расчеты и поэтому выполняется, как правило, с помощью ПЭВМ, например, программы Excel.

Расчеты выполнены для сетевого подогревателя с тепловой нагрузкой  $Q = 3$  МВт (температурный режим воды 110/70 °С, давление пара 0,5 МПа) по следующей методике.

Число труб в одном ходу конденсатора

$$n = \frac{4G_B}{\pi d_{BH}^2 \rho_B w_B}, \quad (2)$$

где  $G_B$  – расход сетевой воды, кг/с;  $\rho_B$  – плотность воды при средней ее температуре, кг/м<sup>3</sup>;  $d_{BH}$  – внутренний диаметр труб, м (приняты трубы диаметром 20x2 мм);  $w_B$  – варьируемая скорость воды в трубах теплообменника, м/с.

Расчеты коэффициентов теплоотдачи от пара к поверхности трубы  $\alpha_{\Pi}$ , от трубы к воде  $\alpha_B$  и коэффициента теплопередачи  $k$  осуществлялись по классическим методикам теории теплообмена, а поверхность теплообмена аппарата по формуле

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}}, \text{ м}^2, \quad (3)$$

где  $\Delta t_{cp}$  – средний температурный напор в конденсаторе, °С.

Общее гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата по трубному пространству

$$\Delta P = \left( \frac{\lambda_{TP} L}{d_{BH}} + \sum \xi \right) \Delta P_D, \text{ Па}, \quad (4)$$

где  $L$  - длина труб,  $L = \frac{F}{\pi d_{\text{ср}} n z}$ , м;  $\lambda_{\text{тр}}$  - коэффициент трения стальных труб,

$\lambda_{\text{тр}} = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}}$ ;  $\Delta P_{\text{д}}$  - динамический напор воды в трубах,  $\Delta P_{\text{д}} = \frac{w_{\text{в}}^2 \rho_{\text{в}}}{2}$ , Па;

$\sum \xi$  - суммарный коэффициент местных сопротивлений,  $\sum \xi = (\xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4) z + \xi_5(z-1)$ , где  $z$  - число ходов в теплообменном аппарате;  $\xi$  - местное сопротивление:  $\xi_1$  - вход воды в камеру,  $\xi_2$  - вход воды в трубы,  $\xi_3$  - выход воды из труб,  $\xi_4$  - выход воды из камеры,  $\xi_5$  - поворот на  $180^\circ$  из хода в ход. Из [1]  $\xi_1 = \xi_4 = 1,5$ ;  $\xi_2 = \xi_3 = 1,0$ ;  $\xi_5 = 2,5$ .

Мощность насоса, подающего воду в теплообменник,

$$N_{\text{э}} = \frac{G_{\text{в}} \Delta P 10^{-3}}{\rho_{\text{в}} \eta_{\text{н}} \eta_{\text{эд}}}, \text{ кВт}, \quad (5)$$

где  $\eta_{\text{н}}$  и  $\eta_{\text{эд}}$  - КПД насоса и электродвигателя, приняты  $\eta_{\text{н}} = 0,87$  и  $\eta_{\text{эд}} = 0,98$ .

Годовой расход электроэнергии на перекачку воды

$$\text{Э} = N_{\text{э}} \tau, \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{год}}, \quad (6)$$

где  $\tau$  число часов использования мощности насоса, принято  $\tau = 4500$  ч/год.

Начальная стоимость теплообменного аппарата

$$K = \text{Ц}_{\text{Т.А}} \cdot F, \text{ млн. руб.}, \quad (7)$$

где  $\text{Ц}_{\text{Т.А}}$  - стоимость  $1 \text{ м}^2$  поверхности нагрева теплообменного аппарата, принята в расчетах  $\text{Ц}_{\text{Т.А}} = 2$  млн. руб/ $\text{м}^2$ . При расчете условно принято, что капиталовложения по насосной установке остаются постоянными при изменении скорости воды в трубах теплообменника.

Ежегодные эксплуатационные расходы, учитываемые при оптимизационных расчетах

$$S = k_{\text{а}} K + \text{Ц}_{\text{э}} \cdot \text{Э}, \text{ млн. руб/год}, \quad (8)$$

где  $k_{\text{а}}$  - доля годовых отчислений на амортизацию и текущий ремонт теплообменника,  $k_{\text{а}} = 0,10$ ;  $\text{Ц}_{\text{э}}$  - стоимость электроэнергии, на период проведения исследований  $\text{Ц}_{\text{э}} \approx 2500$  руб/(кВт·ч).

Ежегодные приведенные затраты

$$\Pi = E K + S, \text{ млн. руб/год}, \quad (9)$$

где  $E$  - нормативный коэффициент эффективности,  $E = 0,15$ .

По вышеописанной методике проведено аналитическое исследование зависимости годовых отчислений на амортизацию и текущий ремонт аппарата, эксплуатационных расходов и ежегодных приведенных затрат для нескольких значений скорости воды в трубах

теплообменника. На основании результатов расчета построены графики зависимостей  $EK = f(w_B)$ ,  $S = f(w_B)$ , и  $\Pi = f(w_B)$  (рисунок 1) и определена оптимальная скорость воды в аппарате, соответствующая минимуму приведенных затрат, которая для принятых исходных

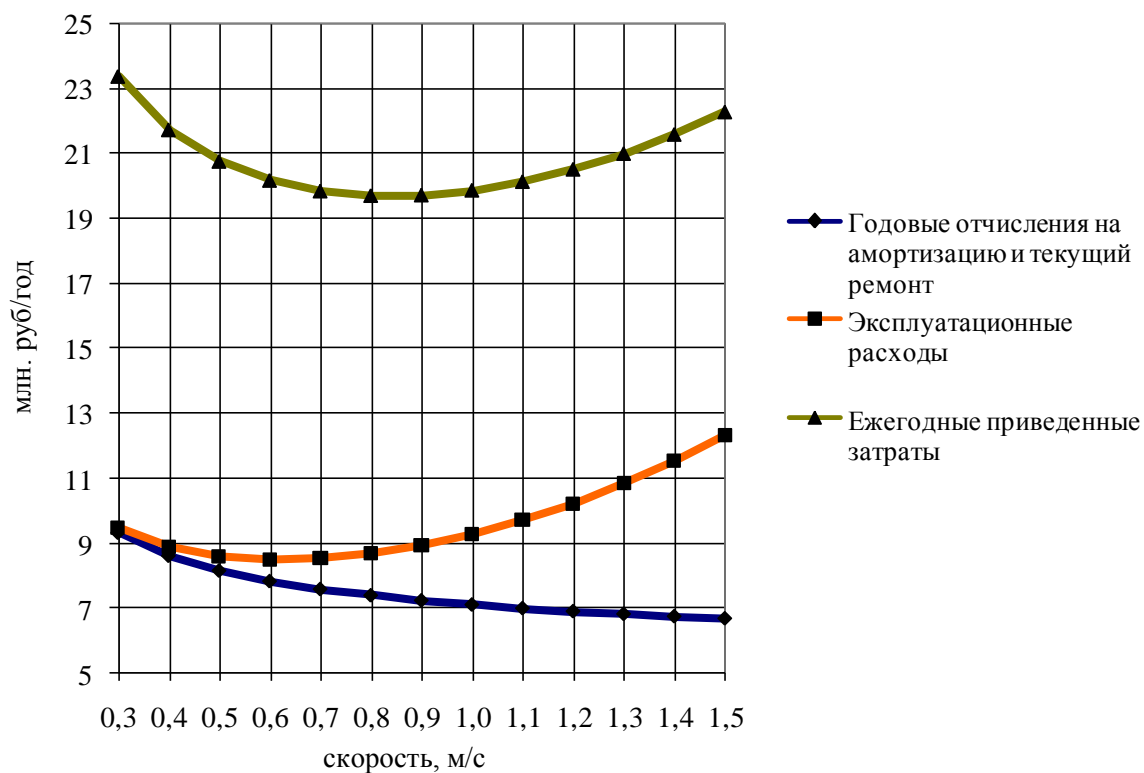


Рисунок 1 - Зависимость ежегодных приведенных затрат от скорости теплоносителя в трубах теплообменного аппарата

данных составила  $w_B^{OPT} = 0,8...0,9$  м/с.

### Литература

1. Дытнерский, Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов / Ю.И. Дытнерский. – 2-е изд. – М.: Химия, 1995. – 400 с.