

УДК 621.036.7

**Фиалко Н.М., Прокопов В.Г., Шеренковский Ю.В., Степанова А.И.,
Навродская Р.А., Новаковский М.А.**

Институт технической теплофизики НАН Украины

ЭКСЕРГО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГАЗОВОЗДУШНЫХ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Викладено методику визначення функціональних залежностей ексерго-технологічного та тепло-ексергетичного критеріїв ефективності від вхідних фізичних та теплотехнічних параметрів теплоносіїв, а також конструктивних параметрів теплообмінної поверхні газоповітряних теплоутилізаторів. Наведено результати оцінки ступеня впливу окремих параметрів на ефективність теплоутилізаційного обладнання.

Изложена методика определения функциональных зависимостей эксерго-технологического и тепло-ексергетического критериев эффективности от входных физических и теплотехнических параметров теплоносителей, а также конструктивных параметров теплообменной поверхности газоздушных теплоутилизаторов. Приведены результаты оценки степени влияния некоторых параметров на эффективность теплоутилизационного оборудования.

The new methodology to define of dependences of exergy-technological and thermo-exergical criteria of efficiency on input physical, thermotechnical and constructional parameters for air-gas thermoutilyzers are suggested. Results of evaluation of some parameters effect at efficiency of utilizers are shown in suggested papers.

b – толщина мембраны;
 c_p – удельная изобарная теплоемкость;
 d_1 – внутренний диаметр трубы;
 d_2 – наружный диаметр трубы;
 E – эксергетическая мощность;
 F – поверхность теплообмена;
 G – массовый расход теплоносителя;
 $h_{\text{мем}}$ – высота мембраны;
 i – энтальпия;
 l – длина трубы;
 k_{ex}^T – эксерго-технологический критерий;
 m – масса;
 N – количество труб в теплоутилизаторе;
 Nu – число Нуссельта;
 n – количество элементов в технологической системе;
 Pr – число Прандтля;
 Q – тепловая мощность;
 R – газовая постоянная;
 Re – число Рейнольдса;
 s_1 – расстояние между панелями или трубами пучка в направлении, перпендикулярном потоку газов;

s_2 – расстояние между трубами в панели или пучке в продольном направлении;
 T – температура;
 T_0 – температура окружающей среды;
 w – скорость;
 λ – теплопроводность;
 Δ – изменение величины;
 ε – тепло-эксергетический критерий;
 μ_M – молекулярная масса;
 ξ – коэффициент загрязнения;
 ρ – плотность.

Индексы верхние:

дг – дымовые газы;
 возд – воздух;
 внут – внутренний параметр;
 внеш – внешний параметр;
 нар – наружная поверхность.

Индексы нижние:

вх, вых – входной, выходной параметр;
 мем – мембрана;
 п – полная;
 пот – потери;
 тр – труба;
 ex – эксергетический.

В современной практике термодинамического анализа нашли успешное применение эксергетические характеристики термодинамических систем, которые позволяют объективно сопоставлять в количественных оценках по физически однородным категориям качественно неравноценные по их взаимопревращаемости энергоресурсы теплотехнических устройств. В настоящее время все большее развитие получают методы анализа, оптимизации и синтеза энергетических систем, основанные на использовании указанных характеристик и установлении их взаимосвязи с экономическими, теплотехническими, технологическими и другими показателями этих систем. Это дает возможность объединить основные параметры энергетических установок в соответствующие критерии, которые используются при комплексном анализе их эффективности и при решении оптимизационных задач [1]. В работах [2-4] предложены эксерго-технологический $k_{ex}^T = E_{пот} m/Q^2$ и тепло-эксергетический $\varepsilon = E_{пот}/Q$ критерии эффективности, с помощью которых проведен сравнительный анализ эффективности и определены оптимальные геометрические параметры поверхностей теплообмена теплоутилизационного оборудования энергетических установок различного типа. При решении оптимизационных задач необходимые функциональные зависимости предложенных критериев эффективности от параметров теплообменной поверхности теплоутилизаторов были получены с использованием статистических методов планирования эксперимента, при этом математическая модель каждого из исследуемых объектов задавалась в виде квадратичной функции (уравнения регрессии).

Целью данной работы является определение для газоздушных теплоутилизаторов функциональных зависимостей эксерго-технологического и тепло-эксергетического критериев эффективности непосредственно от входных физических и теплотехнических характеристик теплоносителей, а также конструктивных параметров поверхности теплообмена;

изучение с помощью полученных соотношений влияния на эффективность указанного оборудования его теплотехнических и конструктивных параметров.

Рассматривался газоздушный теплоутилизатор, теплообменная поверхность которого представляет собой набор панелей, которые образованы из труб с кольцевой накаткой, соединенных мембранами. Панели расположены в коридорном порядке по ходу дымовых газов. Движение теплоносителей перекрестноточное с одноходовым движением греющих дымовых газов, омывающих наружную поверхность панелей, и многоходовым движением нагреваемого воздуха, проходящего внутри труб. На рис. 1 представлены схема расположения мембранных панелей, профиль образованного ими канала для прохождения дымовых газов и фрагмент трубы с кольцевой накаткой.

Полный анализ реальных необратимых процессов в теплоутилизаторах должен проводиться не только на основе тепловых и материальных балансовых уравнений, но и включать эксергетические балансовые уравнения, что позволяет оценить степень термодинамического совершенства теплоутилизатора и его отдельных элементов, а также наметить пути их оптимизации. Соответствующая система уравнений имеют вид:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n E_{i_{\text{ВЫХ}}} - \sum_{i=1}^n E_{i_{\text{ВХ}}} + \sum_{i=1}^n E_{i_{\text{ПОТ}}}^{\text{ВНУТ}} + \sum_{j=1}^m E_{j_{\text{ПОТ}}}^{\text{ВНЕШ}} &= 0; \\ \sum_{i=1}^n G_{i_{\text{ВХ}}} h_{i_{\text{ВХ}}} - \sum_{i=1}^n G_{i_{\text{ВЫХ}}} h_{i_{\text{ВЫХ}}} &= 0; \\ \sum_{i=1}^n G_i &= \text{const}. \end{aligned} \quad (1)$$

Для рассматриваемого газоздушного теплоутилизатора систему эксергетических, тепловых и материальных балансовых уравнений можно записать в следующем виде, дополнив их уравнениями теплопередачи:

$$\begin{aligned} E_{\text{ВЫХ}}^{\text{ДГ}} + E_{\text{ВЫХ}}^{\text{ВОЗ}} - E_{\text{ВХ}}^{\text{ДГ}} - E_{\text{ВХ}}^{\text{ВОЗ}} + E_{\text{ПОТ}}^{\text{ВНУТ}} + E_{\text{ПОТ}}^{\text{ВНЕШ}} &= 0; \\ G^{\text{ДГ}} h^{\text{ДГ}} - G^{\text{ВОЗ}} h^{\text{ВОЗ}} &= 0; \\ G^{\text{ДГ}} &= \text{const}; \end{aligned}$$

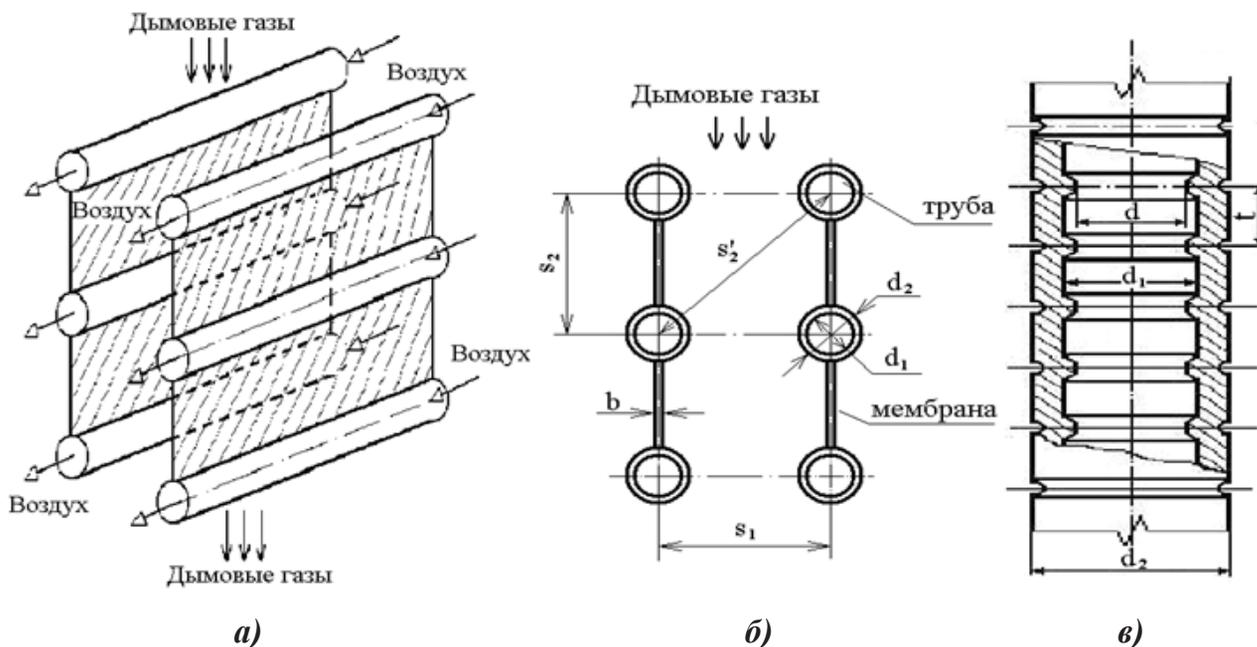


Рис. 1. Теплообменная поверхность элемента трубного пучка газозвоздушного теплоутилизатора: а) – схема расположения мембранных панелей; б) – профиль канала для прохождения дымовых газов; в) – фрагмент трубы с кольцевой накаткой.

$$G^{\text{ВОЗ}} = \text{const};$$

$$G^{\text{ДГ}} c_{p \text{ ср}}^{\text{ДГ}} (T_{\text{ВХ}}^{\text{ДГ}} - T_{\text{ВЫХ}}^{\text{ДГ}}) - \bar{k}^{\text{ДГ}} \Delta T F_{\text{п}} = 0;$$

$$G^{\text{ВОЗ}} c_{p \text{ ср}}^{\text{ВОЗ}} (T_{\text{ВЫХ}}^{\text{ВОЗ}} - T_{\text{ВХ}}^{\text{ВОЗ}}) - \bar{k}^{\text{ВОЗ}} \Delta T F_{\text{тр}}^{\text{ВНУТ}} = 0. \quad (2)$$

Существующий режим работы газозвоздушных теплоутилизаторов энергетических установок позволяет при решении поставленной задачи принять следующие допущения:

Внешними эксергетическими потерями, связанными с условиями сопряжения системы с окружающей средой, можно пренебречь и в эксергетическом балансовом уравнении учитывать только внутренние эксергетические потери (деструкцию) в теплоутилизаторе, вызванные неравновесным теплообменом между теплоносителями при конечном температурном напоре.

При определении внутренних эксергетических потерь допустимо использовать уравнение состояния идеального газа, так как в заданных диапазонах температур и давлений дымовые газы и воздух можно считать идеальным газом.

Суммарные водяные эквиваленты потоков теплоносителей можно считать уравновешенными, поскольку для рассматриваемого газо-воздушного теплоутилизатора их разность не превышает 12 % средней величины.

$$G^{\text{ДГ}} c_p^{\text{ДГ}} \approx G^{\text{ВОЗ}} c_p^{\text{ВОЗ}} = C.$$

Возможно проводить линеаризацию соотношений, содержащих величины $\Delta p^{\text{ДГ}} / p_{\text{ВХ}}^{\text{ДГ}}$ и $\Delta p^{\text{ВОЗ}} / p_{\text{ВХ}}^{\text{ВОЗ}}$, поскольку для указанных величин выполняются следующие условия, при которых вклад членов более высокого порядка не превышает 10 %:

$$\Delta p^{\text{ДГ}} / p_{\text{ВХ}}^{\text{ДГ}} \ll 0,2 \text{ и } \Delta p^{\text{ВОЗ}} / p_{\text{ВХ}}^{\text{ВОЗ}} \ll 0,2.$$

Тогда использование балансовых уравнений (2) с учетом указанных допущений приводит к следующим соотношениям для потерь эксергетической мощности в теплоутилизаторе:

$$E_{\text{ПОТ}} = G^{\text{ДГ}} \left[c_p^{\text{ДГ}} (T_{\text{ВХ}}^{\text{ДГ}} - T_{\text{ВЫХ}}^{\text{ДГ}}) - T_0 \left(c_p^{\text{ДГ}} \ln \frac{T_{\text{ВХ}}^{\text{ДГ}}}{T_{\text{ВЫХ}}^{\text{ДГ}}} - \frac{R}{\mu_{\text{М}}^{\text{ДГ}}} \ln \frac{p_{\text{ВХ}}^{\text{ДГ}}}{p_{\text{ВЫХ}}^{\text{ДГ}}} \right) \right] - G^{\text{ВОЗ}} \left[c_p^{\text{ВОЗ}} (T_{\text{ВЫХ}}^{\text{ВОЗ}} - T_{\text{ВХ}}^{\text{ВОЗ}}) - T_0 \left(c_p^{\text{ВОЗ}} \ln \frac{T_{\text{ВЫХ}}^{\text{ВОЗ}}}{T_{\text{ВХ}}^{\text{ВОЗ}}} - \frac{R}{\mu_{\text{М}}^{\text{ВОЗ}}} \ln \frac{p_{\text{ВЫХ}}^{\text{ВОЗ}}}{p_{\text{ВХ}}^{\text{ВОЗ}}} \right) \right];$$

$$E_{\text{пот}} = T_0 \left\{ G^{\text{ВОЗ}} \left[c_p^{\text{ВОЗ}} \ln \left(1 + \frac{T_{\text{ВЫХ}}^{\text{ВОЗ}} - T_{\text{ВХ}}^{\text{ВОЗ}}}{T_{\text{ВХ}}^{\text{ВОЗ}}} \right) - \frac{R}{\mu_{\text{М}}^{\text{ВОЗ}}} \ln \left(1 - \frac{\Delta p^{\text{ВОЗ}}}{p_{\text{ВХ}}^{\text{ВОЗ}}} \right) \right] + G^{\text{ДГ}} \left[c_p^{\text{ДГ}} \ln \left(1 - \frac{T_{\text{ВХ}}^{\text{ДГ}} - T_{\text{ВЫХ}}^{\text{ДГ}}}{T_{\text{ВХ}}^{\text{ДГ}}} \right) - \frac{R}{\mu_{\text{М}}^{\text{ДГ}}} \ln \left(1 - \frac{\Delta p^{\text{ДГ}}}{p_{\text{ВХ}}^{\text{ДГ}}} \right) \right] \right\}, \quad (3)$$

Для получения зависимостей эксерго-технологического и тепло-энергетического критериев эффективности газоздушного теплоутилизатора от входных физических и теплотехнических характеристик теплоносителей, а также параметров теплообменной поверхности, кроме соотношений (2) и (3), использовались соотношения для основных характеристик гидродинамических и теплообменных процессов в панельных теплоутилизаторах мембранного типа с коридорным расположением панелей [5-7]. В уравнении теплопередачи для дымовых газов, входящем в общую систему балансовых уравнений (2), величина среднего температурного напора для рассматриваемой схемы движения теплоносителей с многократно перекрестным током $\overline{\Delta T}$ может быть выражена через величину среднего температурного напора для противоточной схемы $\overline{\Delta T}_{\text{прот}}$:

$$\overline{\Delta T} = \psi \overline{\Delta T}_{\text{прот}}, \quad (4)$$

где ψ – коэффициент пересчета от противоточной схемы к схеме с многократно перекрестным током, определяемый по соответствующим номограммам с учетом безразмерных определяющих параметров P и R [6]:

$$P = \tau_{\text{М}} / (T_{\text{ВХ}}^{\text{ДГ}} - T_{\text{ВХ}}^{\text{ВОЗ}}); \quad R = \tau_{\text{Б}} / \tau_{\text{М}},$$

где $\tau_{\text{Б}}$, $\tau_{\text{М}}$ – полные больший и меньший перепады температур теплоносителей.

Для противоточной схемы средний температурный напор:

$$\overline{\Delta T}_{\text{прот}} = \frac{1}{-r \overline{k}^{\text{ДГ}} F_{\text{П}}} (T_{\text{ВХ}}^{\text{ДГ}} - T_{\text{ВХ}}^{\text{ВОЗ}}) \left[\exp(-r \overline{k}^{\text{ДГ}} F_{\text{П}}) - 1 \right]; \quad (5)$$

$$r = 1/G^{\text{ДГ}} c_p^{\text{ДГ}} - 1/G^{\text{ВОЗ}} c_p^{\text{ВОЗ}}.$$

С учетом приведенных выше допущений

для противоточной схемы:

$$r = 1/G^{\text{ДГ}} c_p^{\text{ДГ}} - 1/G^{\text{ВОЗ}} c_p^{\text{ВОЗ}} \rightarrow 0; \quad (6)$$

$$\lim_{r \rightarrow 0} \frac{1}{r} \left[\exp(-r \overline{k}^{\text{ДГ}} F_{\text{П}}) - 1 \right] = -\overline{k}^{\text{ДГ}} F_{\text{П}}; \quad (7)$$

$$T_{\text{ВХ}}^{\text{ДГ}} - T_{\text{ВЫХ}}^{\text{ДГ}} = \frac{1}{C} (T_{\text{ВХ}}^{\text{ДГ}} - T_{\text{ВХ}}^{\text{ВОЗ}}) \overline{k}^{\text{ДГ}} F_{\text{П}}. \quad (8)$$

Тогда для рассматриваемой схемы с многократно перекрестным током:

$$T_{\text{ВХ}}^{\text{ДГ}} - T_{\text{ВЫХ}}^{\text{ДГ}} = \frac{\Psi}{C} (T_{\text{ВХ}}^{\text{ДГ}} - T_{\text{ВХ}}^{\text{ВОЗ}}) \overline{k}^{\text{ДГ}} F_{\text{П}}. \quad (9)$$

Наличие технологического уноса в отходящих газах энергетических установок является причиной образования загрязняющего слоя на теплообменных поверхностях теплоутилизаторов. Так, например, запыленность отходящих газов стекловаренных печей составляет 200...1000 мг/м³. Пылевые частицы, содержащиеся в дымовых газах, оседая на поверхностях нагрева, за короткий период существенно уменьшают теплопроизводительность утилизационных установок. Толщина отложений твердого технологического уноса определяется химическим, дисперсным и количественным составом пыли [8]. В связи с этим коэффициент теплопередачи $\overline{k}^{\text{ДГ}}$ вычислялся с учетом термического сопротивления загрязняющего слоя, путем введения в расчеты коэффициента ξ , характеризующего степень загрязнения теплообменной поверхности теплоутилизатора со стороны дымовых газов. Используемый коэффициент загрязнения ξ связан с коэффициентом тепловой эффективности ϕ , который представляет собой отношение коэффициентов теплопередачи загрязненных и чистых труб, следующим образом:

$$\xi = (1 - \phi) / (\phi \alpha_{\text{к}}^{\text{ДГ}}).$$

Здесь $\alpha_k^{дг}$ – усредненный по всей теплообменной поверхности конвективный коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенке трубы.

Тогда при отнесении теплового потока к наружной поверхности панелей для рассматриваемой схемы с многократно перекрестным током:

$$T_{вх}^{дг} - T_{вых}^{дг} = \frac{\psi(T_{вх}^{дг} - T_{вх}^{в03})}{C \left(\frac{1 + \xi \alpha_k^{дг}}{\alpha_{пр}^{дг} F_{п}} + \frac{1}{\alpha_k^{в03} F_{тр}^{внут}} \right)}. \quad (10)$$

Здесь $\alpha_{пр}^{дг}$ – приведенный коэффициент теплоотдачи, учитывающий суммарное термическое сопротивление переходу теплоты от дымовых газов к стенке трубы и в мембране.

Приведенный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{пр}^{дг}$ можно выразить через конвективный коэффициент теплоотдачи и параметры мембранной теплообменной поверхности следующим образом:

$$\alpha_{пр}^{дг} = \alpha_k^{дг} \left(v_{мем} H \frac{F_{мем}}{F_{п}} + v_{тр} \frac{F_{тр}^{нар}}{F_{п}} \right). \quad (11)$$

Здесь H – коэффициент эффективности мембраны. Коэффициенты $v_{тр}$ и $v_{мем}$ являются функциями коэффициентов теплоотдачи на

поверхности трубы и мембраны, также отношений температурных напоров соответственно в корне мембраны и на поверхности трубы к среднему температурному напору на поверхности теплообмена. Связь между коэффициентами $v_{тр}$ и $v_{мем}$ определяется следующим соотношением:

$$v_{мем} = \frac{F_{п}}{F_{мем}} \left(1 - v_{тр} \frac{F_{тр}^{нар}}{F_{п}} \right). \quad (12)$$

Для пучков с коридорным расположением труб среднее значение коэффициента $v_{тр}$ можно принять равным 1,1 в характерном для практики диапазоне изменения геометрических параметров теплообменной поверхности и числа Re. Тогда с учетом соотношений (11) и (12) выражение для приведенного коэффициента теплоотдачи можно записать следующим образом:

$$\alpha_{пр}^{дг} = \alpha_k^{дг} \left[H + 1,1(1-H) \frac{F_{тр}^{нар}}{F_{п}} \right]. \quad (13)$$

Коэффициент эффективности мембраны H можно вычислить с помощью следующих соотношений:

$$H = \text{th}(ph_{мем}) / ph_{мем}; \quad p = \sqrt{\frac{2\alpha_k^{дг} v_{мем}}{\lambda_{мем} b(1 + \xi \alpha_k^{дг})}}; \quad h_{мем} = 0,5(s_2 - d_2). \quad (14)$$

Наличие кольцевой накатки на поверхности труб приводит к дополнительной турбулизации проходящего внутри труб воздуха. Степень турбулизации можно охарактеризовать коэффициентом турбулизации k , представляющим собой отношение коэффициентов теплоотдачи труб с кольцевой накаткой и гладких труб. Для расчета коэффициента теплоотдачи при турбулентном течении воздуха в трубах с кольцевой накаткой $\alpha_k^{в03}$ и коэффициента теплоотдачи от дымовых газов к стенке трубы в коридорных мембранных пучках $\alpha_k^{дг}$ использовались следующие соотношения:

$$\text{Nu}^{в03} = k \cdot 0,022(\text{Re}^{в03})^{0,8} (\text{Pr}^{в03})^{0,43}; \quad (15)$$

$$\text{Nu}^{дг} = 0,051(\text{Re}^{дг})^{0,75}. \quad (16)$$

Для дымовых газов аэродинамическое сопротивление в коридорных мембранных пучках:

$$\Delta p^{дг} = 0,5k_0 z_2 (w^{дг})^2 \rho^{дг}, \quad (17)$$

где k_0 – удельный коэффициент сопротивления, отнесенный к одному поперечному ряду труб z_2 :

$$k_0 = 0,074 \left(\frac{s_1 / d_2 - 1}{s_2 / d_2 - 1} \right)^{-1,5}. \quad (18)$$

Относительный диагональный шаг коридорного пучка s_2/d , характеризующий ширину и форму канала для прохождения газов, в качестве обобщенного геометрического параметра наилучшим образом отражает влияние относительных шагов труб на количественные признаки теплоотдачи.

Потери давления при турбулентном неизо-термическом течении воздуха в трубах:

$$\Delta p^{\text{BO3}} = \frac{l \rho^{\text{BO3}} (w^{\text{BO3}})^2}{2d_1 (1,82 \ln \text{Re}^{\text{BO3}} - 1,64)^2}. \quad (19)$$

С учетом приведенных выше формул

$$k_{\text{ex}}^T = \left\{ \ln \left(1 + \frac{T_{\text{BX}}^{\text{дг}} - T_{\text{BX}}^{\text{BO3}}}{CT_{\text{BX}}^{\text{BO3}} \left((1 + \xi \alpha_{\text{к}}^{\text{дг}}) / \alpha_{\text{пр}}^{\text{дг}} F_{\text{п}} + 1 / \alpha_{\text{к}}^{\text{BO3}} F_{\text{тр}}^{\text{внут}} \right)} \right) + \ln \left(1 - \frac{(T_{\text{BX}}^{\text{дг}} - T_{\text{BX}}^{\text{BO3}}) \psi}{CT_{\text{BX}}^{\text{дг}} \left((1 + \xi \alpha_{\text{к}}^{\text{дг}}) / \alpha_{\text{пр}}^{\text{дг}} F_{\text{п}} + 1 / \alpha_{\text{к}}^{\text{BO3}} F_{\text{тр}}^{\text{внут}} \right)} \right) + \frac{R l \rho^{\text{BO3}} (w^{\text{BO3}})^2}{2d_1 c_p^{\text{BO3}} (1,82 \ln \text{Re}^{\text{BO3}} - 1,64)^2 \mu_{\text{м}}^{\text{BO3}} p_{\text{BX}}^{\text{BO3}}} + R0,074 \left(\frac{s_1 / d_2 - 1}{s_2 / d_2 - 1} \right)^{-1,5} N \frac{(w^{\text{дг}})^2 \rho^{\text{дг}}}{2 \mu_{\text{м}}^{\text{дг}} p_{\text{BX}}^{\text{дг}} c_p^{\text{дг}}} \left. \right\} \frac{T_0 m C}{Q}, \quad (20)$$

Здесь:

$$\alpha_{\text{пр}}^{\text{дг}} = 0,051 (\text{Re}^{\text{дг}})^{0,75} \lambda^{\text{дг}} [H + 1,1 F_{\text{тр}}^{\text{нар}} (1 - H) / F_{\text{п}}] / d_2;$$

$$\alpha_{\text{к}}^{\text{BO3}} = k 0,022 (\text{Re}^{\text{BO3}})^{0,8} (\text{Pr}^{\text{BO3}})^{0,43} \lambda^{\text{BO3}} / d_1;$$

$$Q = \psi (T_{\text{BX}}^{\text{дг}} - T_{\text{BX}}^{\text{BO3}}) / \left((1 + \varepsilon \alpha_{\text{к}}^{\text{дг}}) / \alpha_{\text{пр}}^{\text{дг}} F_{\text{п}} + 1 / \alpha_{\text{к}}^{\text{BO3}} F_{\text{тр}}^{\text{внут}} \right);$$

$$F_{\text{тр}}^{\text{внут}} = l N \pi d_1; F_{\text{тр}}^{\text{нар}} = l N \pi d_2; F_{\text{мем}} = 2 l N (s_2 - d_2);$$

$$F_{\text{п}} = 2 l N (s_2 - d_2 + 0,5 \pi d_2);$$

$$H = \text{th} (p h_{\text{мем}}) / p h_{\text{мем}}; p = \sqrt{\frac{2 \alpha_{\text{к}}^{\text{дг}} v_{\text{мем}}}{\lambda_{\text{мем}} b (1 + \xi \alpha_{\text{к}}^{\text{дг}})}};$$

$$h_{\text{мем}} = 0,5 (s_2 - d_2).$$

Результаты расчета значений эксерго-технологического и тепло-эксергетического критериев при различных параметрах поверхности теплообмена рассматриваемого газозвоздушно-го теплоутилизатора, проведенные в соответствии с выражением (20) и полученные ранее [2-4], показали их удовлетворительное совпадение. Расхождение между значениями критериев эффективности не превышает 5 %.

С помощью полученного выражения для эксерго-технологического критерия эффективности проанализировано влияние на эффективность газозвоздушного теплоутилизатора стекловаренной печи степени загрязнения теплообменной поверхности и наличия в трубах кольцевой накатки. На рис. 2 представлены

получены выражения для эксерго-технологического и тепло-эксергетического критериев эффективности, включающие только входные физические и теплотехнические характеристики теплоносителей, а также конструктивные параметры поверхности теплообмена. Для эксерго-технологического критерия эффективности:

зависимости эксерго-технологического критерия эффективности от коэффициента загрязнения трубного пучка ξ для различных значений $\text{Re}^{\text{дг}}$ при следующих параметрах: $\text{Re}^{\text{BO3}} = 15000$; $s_1 = 60$ мм; $s_2 = 60$ мм; $d = 30$ мм; $k = 2,0$; $\psi \approx 0,995$ ([6] номограмма 31, кривая 4 при $P \approx 0,4$ и $R \approx 1,1$). Увеличение эксерго-технологического критерия эффективности соответствует снижению эффективности теплоутилизатора.

Как видно из графиков, представленных на рис. 2, на всех стадиях образования отложений на теплообменной поверхности увеличение числа Рейнольдса для дымовых газов от 7000 до 15000 приводит к повышению эксерго-технологической эффективности теплоутилизатора (эксерго-технологический критерий эффективности снижается). При этом степень влияния числа Рейнольдса на эффективность теплоутилизатора повышается при увеличении степени загрязнения поверхности (эксерго-технологический критерий эффективности при увеличении числа Рейнольдса от 7000 до 15000 снижается в 1,4 раза для $\xi = 0$ и в 1,6 раза для $\xi = 0,03$). На представленных графиках в исследуемом диапазоне изменения чисел Рейнольдса наблюдаются три области изменения коэффициента загрязнения ξ : $0 \dots 0,008$; $0,008 \dots 0,018$ и $0,018 \dots 0,03$. На втором участке, начиная со значений $\xi \approx 0,008$, происходит достаточно быстрое, а на третьем –

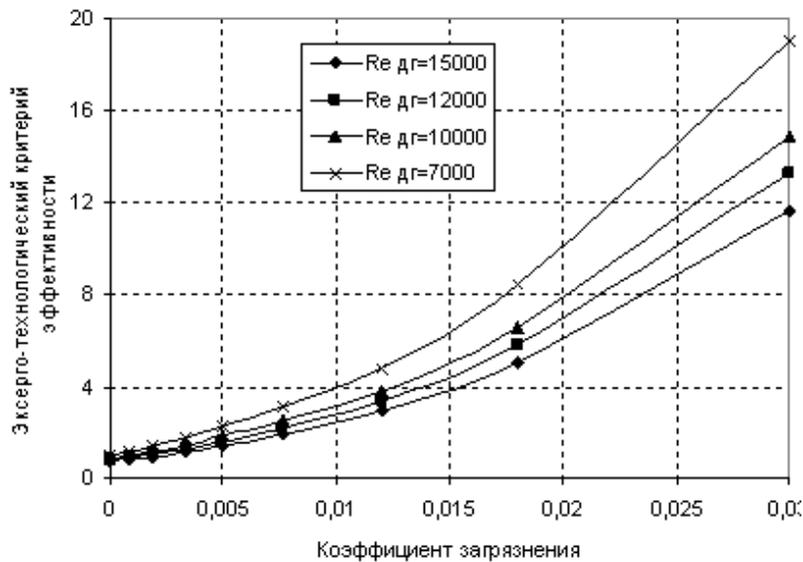


Рис. 2. Зависимость эксерго-технологического критерия эффективности k_{ex}^T от коэффициента загрязнения трубного пучка ξ : $Re^{B03} = 15000$; $s_1 = 60$ мм; $s_2 = 60$ мм; $d = 30$ мм; $k = 2,0$; $\psi \approx 0,995$.

резкое снижение эксерго-технологической эффективности теплоутилизатора (соответственно увеличению эксерго-технологического критерия эффективности). В среде дымовых газов стекловаренных печей степень загрязнения теплообменной поверхности, соответствующая $\xi \approx 0,008$, достигается, в среднем, за две недели работы теплоутилизатора. При этом на поверхности теплообмена с газовой стороны образуются рыхлые отложения пыли. Таким образом, после двух недель работы теплоутилизатора для нормальной эксплуатации теплоутилизационного оборудования целесообразно удаление пылевых отложений с помощью специальной системы очистки поверхностей нагрева.

На рис. 3 представлены зависимости эксерго-технологического критерия эффективности от коэффициента турбулизации k для различных значений Re^{B03} при следующих параметрах: $Re^{дг} = 15000$; $s_1 = 60$ мм; $s_2 = 60$ мм; $d = 30$ мм; $\xi = 0$; $\psi \approx 0,995$ ([6] номограмма 31, кривая 4 при $P \approx 0,4$ и $R \approx 1,1$).

Как видно из графиков, наличие на трубах кольцевой накатки для всех значений Re^{B03} повышает эксерго-технологическую эффектив-

ность теплоутилизационного оборудования. При $k = 2,0$ эксерго-технологический критерий эффективности рассматриваемого теплоутилизатора уменьшается в 2,4...3,3 раза по сравнению с соответствующим теплоутилизатором с гладкими трубами. Степень влияния числа Re^{B03} на эксерго-технологическую эффективность теплоутилизатора различна для разных значений коэффициента турбулизации и уменьшается с увеличением k . Коэффициент турбулизации $k = 2,0$ соответствует рациональным параметрам накатки ($d/d_1 = 0,906$, $t/d_1 = 1,050$), при которых наблюдается несколько преобладающий рост теплоотдачи по сравнению с ростом гидравлического сопротивления. Использование в газоздушных теплоутилизаторах труб с указанными параметрами кольцевой накатки позволяет повысить эксерго-технологическую эффективность теплоутилизатора, в среднем, в 2,7 раза и уменьшить его габариты по сравнению с гладкотрубными конструкциями.

Выводы

1. Разработана методика и получены функциональные зависимости эксерго-техно-

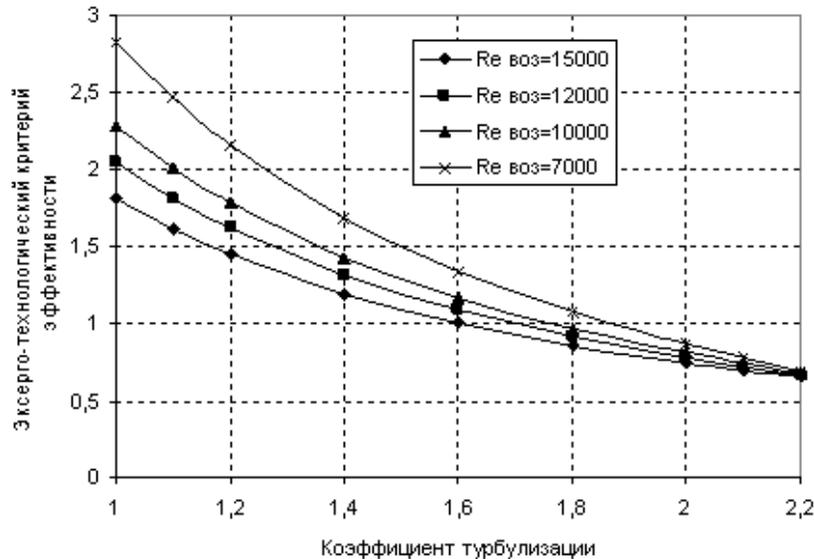


Рис. 3. Зависимость эксерго-технологического критерия эффективности k_{ex}^T от коэффициента турбулизации k : $Re^{air} = 15000$; $s_1 = 60$ мм; $s_2 = 60$ мм; $d = 30$ мм; $\xi = 0$; $\psi \approx 0,995$.

логического и тепло-эксергетического критериев эффективности от входных физических и теплотехнических параметров теплоносителей, а также конструктивных параметров теплообменной поверхности газоздушных теплоутилизаторов.

2. С помощью полученных зависимостей проанализировано влияние на эффективность теплоутилизатора степени загрязнения теплообменной поверхности и наличия в трубах внутренней кольцевой накатки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Амерханов Р.А., Долинский А.А., Драганов Б.Х. Основы эксергоэкономического метода оптимизации энергопреобразующих систем. // Промышленная теплотехника. – 2010. – Т. 32, № 1. – С. 90-101.

2. Фиалко Н.М., Шеренковский Ю.В., Степанова А.И., Навродская Р.А., Голубинский П.К., Новаковский М.А. Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок различного типа // Пром. теплотехника. – 2008. – Т. 30, № 3. – С. 68-76.

3. Фиалко Н.М., Шеренковский Ю.В., Степанова А.И., Голубинский П.К., Навродская Р.А.,

Новаковский М.А. Комплексный подход к оценке эффективности систем утилизации теплоты отходящих газов энергетических установок // Эко-технологии и ресурсосбережение. – 2008. – № 5. – С. 22-28.

4. Фиалко Н.М., Шеренковский Ю.В., Степанова А.И., Навродская Р.А., Шевчук С.И., Новаковский М.А. Эффективность систем утилизации теплоты отходящих газов стекловаренных печей // Пром. теплотехника. – 2009. – Т. 31, № 4. – С. 78-85.

5. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. – Теплопередача. – М.: Энергоиздат. – 1981. – 413 с.

6. Тепловой расчет котельных агрегатов под редакцией Кузнецова Н.В., Нормативный метод. // – М.: Энергия, 1973. – 296 с.

7. Оребренные поверхности нагрева паровых котлов. – М.: – Энергоатомиздат. – 1986. – 165 с.

8. Фиалко Н.М., Навродская Р.А., Саригло А.Г., Пресич Г.А., Слюсар М.А. Эффективные теплоутилизационные технологии для стекловаренных печей // Пром. теплотехника. – 2010. – Т. 32, № 5. – С. 78-85.

Получено 27.12.2010 г.