

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОБМЕНА В ВИХРЕВОЙ ТАРЕЛКЕ ПЕННОГО АППАРАТА

Спинов В.М.

Одесская государственная академия строительства и архитектуры, г. Одесса

Для утилизации теплоты отходящих газов в настоящее время в базовых отраслях промышленности используют контактные теплообменные аппараты. Конструктивно эти аппараты аналогичны пенным пылеуловителям [1].

В контактных аппаратах происходит барботирование газа через отверстия щелевой газораспределительной решетки, на которой возникают и развиваются пузыри овально-цилиндрической формы (рис. 1) [2], время существования которых определяется их частотой отрыва.

Аналогичные процессы, связанные с образованием пузырей протекают на вихревой тарелке (рис. 1) [3]. Однако, построение модели для случая вихревой тарелки усложняется из-за трудности одновременного математического описания взаимодействия закрученного потока и жидкости, поэтому при построении модели теплообмена в вихревой тарелке должен быть принят ряд допущений:

- 1) температура парогазовой смеси принимается одинаковой во всем объеме и изменяется только во времени;
- 2) скорость парогазовой смеси вблизи внутренней поверхности пузыря V_s принимается пропорциональной скорости парогазового потока на выходе из завихрителя вихревой тарелки V_0 : $V_s = k_b V_0$, где k_b – коэффициент приведения;
- 3) форма пузыря на выходе из вихревой тарелки полагается овально-цилиндрической;
- 4) при формировании пузыря за счет резкого торможения воздуха о его поверхность движение смеси должно рассматриваться как нестационарно-вихревое, причем с высокой циркуляцией, процессы теплообмена в этом случае должны определяться вынужденной конвекцией и протекать на вогнутой поверхности (рис. 1,а).

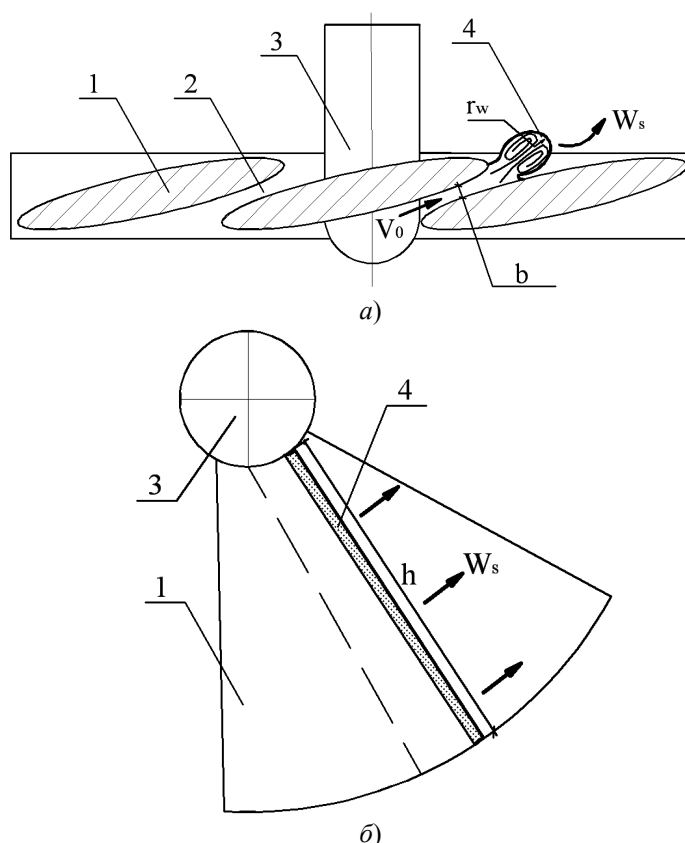


Рис. 1. Схема формирования парогазового пузыря в газожидкостном слое вихревой тарелки:

- 1 – лопасть завихрителя; 2 – щелевое отверстие;
- 3 – сердечник завихрителя;
- 4 – овально-цилиндрический пузырь

При вычислении коэффициентов тепло- и массообмена на поверхности пузыря радиусом r_w вводится

поправка [4] на усиление тепломассообменных процессов потоках на вогнутых криволинейных поверхностях:

$$\alpha = k_{\alpha,\beta} Nu \frac{\lambda}{r_w}, \quad \beta = k_{\alpha,\beta} Nu \frac{D}{r_w} \quad (1)$$

5) при определении коэффициентов конвективного тепло- и массообмена принимается гипотеза квазистационарности и их расчет производится по формулам (1) в соответствии с известными в литературе критериальными зависимостями А.В. Нестеренко:

$$Nu = A \cdot Re^n \cdot Pr^{0,33} \cdot Gu^{0,175} \cdot \theta^{*2}, \quad Nu = B \cdot Re^m \cdot Pr^{0,33} \cdot Gu^{0,135} \cdot \theta^{*2} \quad (2)$$

где $Re = \frac{V_s \cdot r_w}{\nu_r}$ – число Рейнольдса; $Pr = \frac{\nu_r}{a}$, $Pr' = \frac{\nu_r}{D}$ – числа Прандтля; $Gu = \frac{T_A - T_{l0}}{T_A}$ – критерий Гухмана;

$\theta^* = \frac{T_A}{T_w}$ – температура влажного воздуха внутри пузыря, обезразмеренная по температуре поверхности раздела

фаз; λ – коэффициент теплопроводности влажного газа внутри пузыря; D – коэффициент диффузии пара; ν_r – кинематическая вязкость парогазовой смеси; T_B , T_w – температуры влажного газа внутри и на поверхности пузыря; T_{M0} – температура газа до поступления в аппарат, определяемая по «мокрому» термометру; a – температуропроводность влажного газа.

Процесс тепломассообмена в пузыре определяется системой, включающей в себя уравнение баланса полного тепла, уравнение баланса массы паровой фазы и начальные условия:

$$(c_{ca} + \tilde{n}_{i\dot{a}d} \cdot d_{\dot{a}}) \frac{dT_{\dot{a}}}{d\tau} + \tilde{n}_{i\dot{a}d} \cdot T_{\dot{a}} \cdot \frac{dd_{\dot{a}}}{d\tau} - G \frac{\alpha}{\rho_{\dot{n}\dot{a}}} (\dot{O}_w - T_{\dot{a}}) = 0; \quad (3)$$

$$\frac{dd_{\dot{a}}}{d\tau} = G \frac{\beta(\rho_{iw} - \rho_{i\dot{a}})}{\rho_{\dot{n}\dot{a}}}; \quad \text{при } \tau=0 \quad T_B = T_{B0}, \quad d_B = d_{B0} \quad (4)$$

Здесь T_{B0} и d_{B0} – температура и влагосодержание газа перед отверстием газораспределительной решетки; d_B – влагосодержание газа в пузыре; $c_{пар}$ – теплоемкость водяного пара; $c_{сг}$, $\rho_{сг}$ – теплоемкость и плотность сухого газа; τ – время; ρ_{iw} , $\rho_{i\dot{a}}$ – концентрация водяных паров у поверхности пузыря и внутри его соответственно; β – коэффициент массообмена; G – геометрический параметр для овально-цилиндрического пузыря; r_w , h – радиус и длина овально-цилиндрического пузыря, формирующегося в вихревой тарелке.

Концентрация пара или газа определялись из уравнения состояния для соответствующей компоненты парогазовой смеси. Для определения радиуса пузыря использовано уравнение расхода парогазовой смеси, учитывающее эффект конденсации водяного пара на поверхность. В поле вращающегося газожидкостного слоя в вихревом элементе частота отрыва пузырей принималась с учетом центробежного ускорения, $g^* = w_s^2/R$, где R – радиус завихрителя, w_s – скорость вращения газожидкостного слоя [5].

Система уравнений (3) и (4) в безразмерном виде решалась для диапазона температур воздуха 50-100 °С, подаваемого через вихревые элементы решетки диаметром $d_0 = 50$ мм с шириной щели между лопастями завихрителей $b = 3$ мм. Средняя скорость газа перед вихревой тарелкой варьировалась в пределах 1,5-3 м/с, влагосодержание варьировалось в диапазоне 0,01-0,5 кг/кг с.в. параметр k_B для расчета скорости у поверхности пузыря принимался равным 0,003.

Проведенный анализ параметров тепломассообмена вихревой тарелки ($\alpha_{вт}$) и их сопоставление с экспериментальными и расчетными зависимостями [6] для традиционной (дырчатой) тарелки ($\alpha_{дт}$) показывает превышение коэффициента теплоотдачи вихревой тарелки (рис. 2) на 5% при скорости газа 1,5 м/с и $d_{B0} = 0,2$ кг/кг с.в., и 9% при $d_{B0} = 0,5$ кг/кг с.в., а при скорости 3м/с – 5,7% и 13% соответственно.

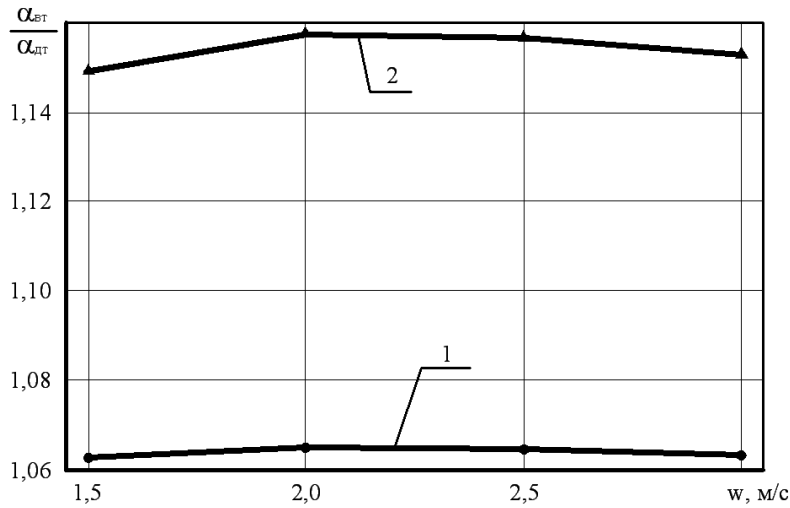


Рис. 2. Отношение среднего коэффициента теплообмена к коэффициенту теплообмена в вихревой тарелке: 1 – отношение коэффициентов теплоотдачи при скорости газа 1,5 м/с и $d_{в0} = 0,2$ кг/кг с.в.; 2 – отношение коэффициентов теплоотдачи при скорости 3м/с и $d_{в0} = 0,5$ кг/кг с.в

Температура жидкости $T_{ж}$ по которой определяется температура жидкости на поверхности пузыря T_w в (3), является переменной величиной. Для ее определения записано уравнение теплового баланса в контрольном объеме газожидкостной смеси. Изменение теплосодержания жидкости за единицу времени можно определить из соотношения [5]:

$$\int_v \tilde{n}_e \rho_e (1 - \varphi) \frac{\partial \dot{O}_e}{\partial \tau} dv = - \int_{S_v} \tilde{n}_e \rho_e (T_e - \dot{O}_{e0}) v_{if}^n ds + \int_v \left(\alpha s_i (T_A - \dot{O}_w) - \varphi \cdot \rho_{\tilde{n}\dot{a}} \cdot \tilde{n}_{\dot{a}\dot{e}} \cdot \dot{O}_A \frac{\partial d_A}{\partial \tau} dv \right); \quad (5)$$

где $T_{ж0}$ – температура охлаждающей жидкости поступающей в камеру аппарата; v_{if}^n – нормальная составляющая скорости охлаждающей жидкости, поступающей в контрольный объем; S_v – площадь поверхности ограничивающая контрольный объем; $S_{\pi} = 4\pi r_w^2 / V$ – удельная теплоотводящая поверхность пузыря; d_s – ориентированный по нормали элемент площади поверхности S_v .

Уравнение теплового баланса для жидкости в МПВТ (5) может быть представлено в интегрально-дифференциальном виде:

$$\tilde{n}_e \rho_e (1 - \varphi) \frac{\partial \dot{O}_e}{\partial \tau} = - \tilde{n}_e \rho_e (T_e - \dot{O}_{e0}) q V_0 + 4 \frac{S_0}{h_0} f \int_0^{1/f} \alpha \cdot \tilde{r}_w (T_A - \dot{O}_w) \partial \tau - \frac{\varphi}{1 - \varphi} \cdot \rho_{\tilde{n}\dot{a}} \cdot \tilde{n}_{\dot{a}\dot{e}} \cdot f \int_0^{1/f} \dot{O}_A \frac{dd_A}{\partial \tau} \partial \tau; \quad \dot{O}_e = 0 \quad \dot{O}_A = \dot{O}_{a0}, d_a = d_{a0} \quad (6)$$

Здесь $\tilde{r}_w = r_w / r_0$, где r_0 – радиус отверстия; h_0 – высота светлого столба жидкости над решеткой; S_0 – относительная площадь живого сечения решетки; φ – газосодержание в пенном слое; q – коэффициент орошения; f – частота отрыва пузырей (для воды $f = 20$ 1/с)

На рис. 3 показано изменение температуры жидкости в пенном слое при подаче воздуха с невысоким начальным влажосодержанием ($d_{в0} = 0,4$ кг/кг). Очевидно, что количество теплоты, поступающее из газа в жидкость оказывается недостаточным для преодоления потерь тепла на испарение.

Поэтому с течением времени происходит незначительное уменьшение температуры жидкости в слое, которое не превышает 2 % от первоначального значения. Однако массообменные процессы, протекающие при повышенном влажосодержании, оказывают существенное влияние на теплопередачу. Это подтверждает быстрый рост температуры (рис. 4), с которой жидкость поступает в камеру аппарата ($d_{в0} = 0,5$ кг/кг).

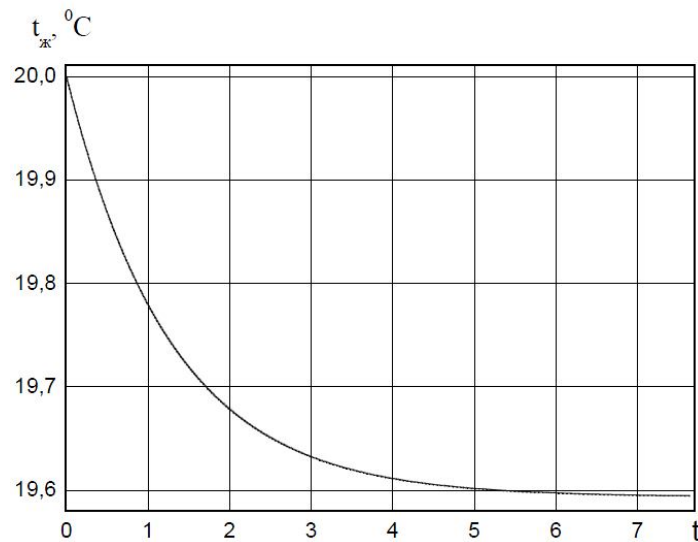


Рис. 3. Изменение температуры жидкости в пенном слое ($t_{cr0} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{ж0} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$) при ($d_{в0} = 0,4 \text{ кг/кг}$)

Анализ графика (рис. 4) также показывает, что определяющая роль принадлежит процессам конденсации реализующимся на внутренней поверхности формирующихся пузырей.

Выводы

Разработана математическая модель для условий тепло-массообмена в пенном аппарате с вихревой тарелкой. Определены коэффициенты теплоотдачи, их сопоставление с теплообменными характеристиками традиционной (дырчатой) тарелки показывает превышение коэффициента теплоотдачи вихревой тарелки на 5–13 %, величина превышения коэффициента теплоотдачи зависит от скорости и влагосодержания подаваемого газа.

На эффективность теплопередачи оказывают существенное влияние массообменные процессы, протекающие при повышенном влагосодержании, при этом определяющая роль принадлежит процессам конденсации, которые происходят на внутренней поверхности формирующихся пузырей.

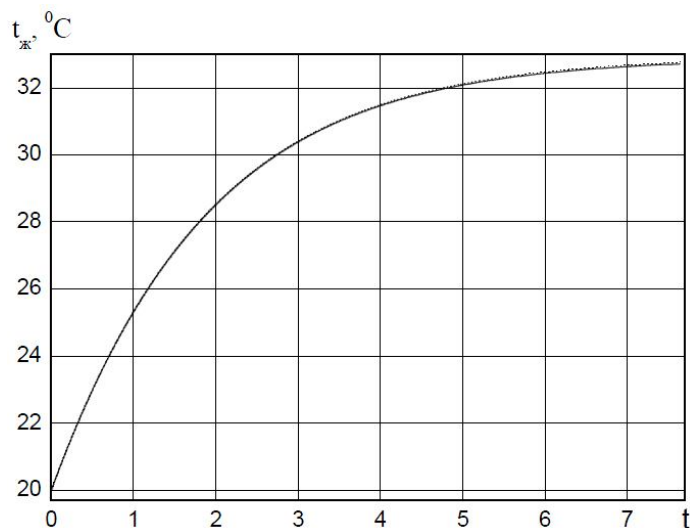


Рис. 4. Изменение температуры жидкости в пенном слое ($t_{cr0} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{ж0} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$) при ($d_{в0} = 0,5 \text{ кг/кг}$).

SUMMARY

A mathematical model for the conditions of heat and mass transfer in a foam apparatus with vortex plate. Calculated heat transfer coefficients, and compares them with the heat transfer characteristics of the traditional plate.

Литература

1. Соу С. Гидродинамика многофазных систем. -М.: Мир, 1971. - 536с.
2. Медников Е.П. Турбулентный перенос и осаждение аэрозолей. -М.: Наука , 1981. - 176с.
3. Спинов В. Гидродинамика контактного водонагревателя с вихревыми элементами / В. Спинов, В. Витюков, В. Афтанюк // XI Międzynarodowa naukowo-techniczna konferencja [Forum energetyków. Gospodarujemy racjonalnie energią 2008] / Komitet problemów energetyki przy prezydium PAN, Politechnica opolska. – Opole, 2008 – С. 209 – 215.
4. Щукин В.К., Халатов А.А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах . - М. : Машиностроение, 1982. - 200с.
5. Хромова Е.М. Конденсационные механизмы улавливания субмикронных пылей в мокрых газоочистителях: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. физ.-мат. наук: спец. 01.04.14 «Теплофизика и теоретическая теплотехника» / Е.М. Хромова. – Томск, 2005. – 14с.
6. Мановян А.К. Технология первичной переработки нефти и природного газа. Учеб. пособие для вузов. - 2-е изд. - М.: Химия, 2001. - 568 с.