

## Энергетика

УДК 66.048.4

### **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛОМАССООБМЕНА ПРИ ФРАКЦИОНИРУЮЩЕЙ КОНДЕНСАЦИИ УГЛЕВОДОРОДНЫХ ПАРОВ В ПРИСУТСТВИИ ИНЕРТНОГО КОМПОНЕНТА В АППАРАТЕ С ВЕРТИКАЛЬНЫМИ КОНТАКТНЫМИ РЕШЕТКАМИ**

*М.С. Лесухин<sup>1</sup>, Д.А. Крючков<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>ООО «Волга НИПИТЭК»

Россия, 443001, г. Самара, ул. Ульяновская/ул. Ярмарочная, 52/55, 11-й этаж, оф. 27

<sup>2</sup>Самарский государственный технический университет

Россия, 443100, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 244

E-mail: mcles@yandex.ru, mahp@inbox.ru

*Рассмотрено создание математической модели для описания процесса фракционирующей конденсации в аппарате с вертикальными контактными решетками (ФКВР). Представлена схема взаимодействия потоков пара, инерта, конденсата и хладагента на элементарном участке  $dh$  в аппарате ФКВР. Приведены уравнения материального и теплового баланса на элементарном участке  $dh$  в аппарате ФКВР. Предложена система дифференциальных уравнений для описания распределения температур, тепловых и материальных потоков в аппарате ФКВР в случае конденсации смеси пара с инертном, многокомпонентной смеси паров с инертном и конденсации с подачей дополнительного орошения.*

**Ключевые слова:** *фракционирующая конденсация, моделирование, коэффициент теплоотдачи, коэффициент массоотдачи, аппарат с вертикальными контактными решетками.*

В настоящее время в зарубежной литературе уделяют большое внимание проблеме конденсации восходящего потока паров в вертикальных каналах различного сечения [1, 2, 3] по следующим причинам:

– развитие технологии неадиабатической ректификации, позволяющей уменьшить габариты ректификационной колонны за счет перераспределения нагрузок по высоте, а также снизить металлоемкость установки в целом за счет совмещения в рамках одного аппарата массообменных и теплообменных функций [4];

– развитие энергоэффективной технологии ректификации в колонне с интегрированным теплом, или heat integrated distillation column (HiDiC), коренным образом меняющей классический тепловой баланс ректификационной колонны [5, 6];

---

*Михаил Сергеевич Лесухин, ведущий инженер.*

*Дмитрий Александрович Крючков (к.т.н., доц.), доцент кафедры «Машины и оборудование нефтегазовых и химических производств».*

– развитие реакционно-ректификационных процессов, работающих с постоянным возвратом флегмы в реакционную зону [7, 8].

Возможность создания неадиабатического массообменного аппарата, в частности фракционирующего конденсатора с вертикальными решетками (ФКВР), рассматривалась ранее [9, 10]. Особенности гидродинамики данного класса аппаратов позволили выдвинуть гипотезу об интенсификации процесса противоточной конденсации за счет постоянного отвода конденсата с теплообменной пластины на вертикальную сетку и орошения оставшейся пленки диспергированным потоком конденсата, за счет чего разрушается ламинарный подслои пленки. Помимо существенной турбулизации движения конденсата и пара по зигзагообразному каналу достигается также и увеличение удельной поверхности конденсации в объеме контактной камеры, что отражается на снижении диффузионного сопротивления при конденсации в присутствии инертного компонента.

В основу математической модели для описания процесса противоточной конденсации положено совместное решение дифференциальных уравнений тепло-массопереноса между четырьмя потоками – пар, инерт, конденсат и хладагент – на элементарном отрезке  $dh$  (см. рисунок). Любая многокомпонентная смесь в предлагаемой модели также может быть рассмотрена как конденсируемый псевдокомпонент и инерт.

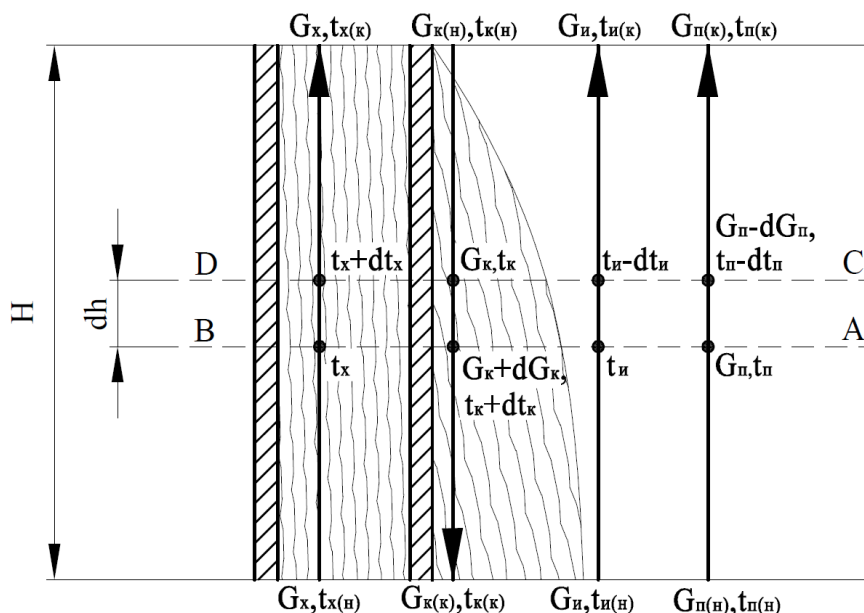


Схема взаимодействия хладагента, конденсата, пара и инерта в аппарате ФКВР

На элементарном участке  $dh$  тепло передается от парогазовой смеси к пленке конденсата за счет конденсации части пара  $dG_k$  и охлаждения всей парогазовой смеси. Далее через стенку тепло воспринимается хладагентом.

К сечению АВ подходит  $G_x$  хладагента (воды) с температурой  $t_x$ ,  $G_n$  пара с температурой  $t_n$  и  $G_u$  инерта с температурой  $t_u$ , а также уходит  $G_k + dG_k$  конденсата с температурой  $t_k + dt_k$ . К сечению CD подходит  $G_k$  конденсата

с температурой  $t_k$  и уходит  $G_x$  хладагента (воды) с температурой  $t_x + dt_x$ ,  $G_n - dG_k$  пара с температурой  $t_n - dt_n$ ,  $G_u$  инерта с температурой  $t_u - dt_u$ , где  $dG_k$  – количество сконденсированного пара.

Запишем уравнение теплового баланса для участка  $dh$ . Общее количество входящего тепла на участок  $dh$  составляет

$$Q_{\text{вх}} = G_x \cdot c_x \cdot t_x + G_k \cdot c_k \cdot t_k + G_n \cdot c_n \cdot t_n + G_u \cdot c_u \cdot t_u, \quad (1)$$

где  $c_k, c_n, c_u$  – средние теплоемкости конденсата, пара и инерта на участке  $dh$ , кДж/(кмоль·К).

Общее количество выходящего тепла с участка  $dh$  составляет

$$Q_{\text{вых}} = G_x \cdot c_x \cdot (t_x + dt_x) + (G_k + dG_k) \cdot c_k \cdot (t_k + dt_k) + (G_n - dG_k) \cdot c_n \cdot (t_n - dt_n) + G_u \cdot c_u \cdot (t_u - dt_u). \quad (2)$$

Исходя из условия теплового баланса и раскрывая скобки, запишем:

$$\begin{aligned} G_x \cdot c_x \cdot t_x + G_k \cdot c_k \cdot t_k + G_n \cdot c_n \cdot t_n + G_u \cdot c_u \cdot t_u &= G_x \cdot c_x \cdot t_x + G_x \cdot c_x \cdot dt_x + \\ + G_k \cdot c_k \cdot t_k + G_k \cdot c_k \cdot dt_k + dG_k \cdot c_k \cdot t_k + dG_k \cdot c_k \cdot dt_k + G_n \cdot c_n \cdot t_n - \\ - G_n \cdot c_n \cdot dt_n - dG_k \cdot c_n \cdot t_n + dG_k \cdot c_n \cdot dt_n + G_u \cdot c_u \cdot t_u - G_u \cdot c_u \cdot dt_u. \end{aligned} \quad (3)$$

Пренебрегая членами высшего порядка малости и проведя ряд тождественных преобразований, получим:

$$\begin{aligned} dG_k \cdot c_n \cdot t_n - dG_k \cdot c_k \cdot t_k - G_x \cdot c_x \cdot dt_x &= \\ = G_k \cdot c_k \cdot dt_k - G_n \cdot c_n \cdot dt_n - G_u \cdot c_u \cdot dt_u. \end{aligned} \quad (4)$$

Теплоту конденсации пара ( $r$ ) можно представить в виде

$$r = c_n \cdot t_n - c_k \cdot t_k. \quad (5)$$

По причине энергичного взаимодействия пара и конденсата на ступени контакта ФКВР переохлаждением конденсата относительно температуры насыщения пара можно пренебречь, тогда

$$t_n = t_k = t_u. \quad (6)$$

С учетом (5) и (6) выражение (4) принимает вид

$$dG_k \cdot r - G_x \cdot c_x \cdot dt_x = (G_k \cdot c_k - G_n \cdot c_n - G_u \cdot c_u) \cdot dt_n. \quad (7)$$

Общее количество тепла, переданное хладагенту, может быть записано как разница теплосодержания данного потока на входе и выходе из участка  $dh$ :

$$dQ_x = G_x \cdot c_x \cdot (t_x + dt_x) - G_x \cdot c_x \cdot t_x, \quad (8)$$

где  $c_x$  – средняя теплоемкость хладагента на участке  $dh$ , кДж/(кмоль·К).

С другой стороны хладагент принимает тепло только от пленки конденсата через стенку, другие источники поступления тепла к хладагенту на участке  $dh$  отсутствуют:

$$dQ_x = K \cdot (t_k - t_x) \cdot df \quad (9)$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $df$  – поверхность теплообмена на участке  $dh$ , определяемая по формуле

$$df = dh \cdot b, \quad (10)$$

где  $b$  – длина теплообменной пластины, м.

Приравняв выражения (8) и (9), с учетом (10) получим:

$$G_x \cdot c_x \cdot dt_x = K \cdot (t_k - t_x) \cdot dh \cdot b, \quad (11)$$

или

$$\frac{dt_x}{dh} = \frac{K \cdot (t_k - t_x)}{G_x \cdot c_x} \cdot b. \quad (12)$$

Количество конденсата, образовавшегося на участке  $dh$ , можно записать исходя из уравнения массопередачи

$$dG_k = \beta_y \cdot df_{\text{ДФК}} \cdot \left( p \cdot \frac{G_n}{G_n + G_u} - p_n \right), \quad (13)$$

где  $\beta_y$  – коэффициент массоотдачи в газовой фазе, кг/(м<sup>2</sup>·с·Па);

$df_{\text{ДФК}}$  – поверхность фазового контакта на участке  $dh$ , м<sup>2</sup>;

$p_n$  – давление насыщенного пара, Па;

$p$  – абсолютное давление пара, Па.

Поверхность фазового контакта можно представить следующим образом:

$$df_{\text{ДФК}} = \phi_s \cdot b \cdot dh, \quad (14)$$

где  $\phi_s$  – коэффициент, равный отношению поверхности фазового контакта к поверхности пластины на участке  $dh$ .

Выражение (13) с учетом (14) примет вид

$$\frac{dG_k}{dh} = \beta_y \cdot \phi_s \cdot b \cdot \left( p \cdot \frac{G_n}{G_n + G_u} - p_n \right). \quad (15)$$

Выражение (7) с учетом (11) и (15) примет вид

$$\begin{aligned} & \beta_y \cdot \phi_s \cdot b \cdot \left( p \cdot \frac{G_n}{G_n + G_u} - p_n \right) \cdot r \cdot dh - K \cdot (t_k - t_x) \cdot b \cdot dh = \\ & = (G_k \cdot c_k - G_n \cdot c_n - G_u \cdot c_u) \cdot dt_n, \end{aligned} \quad (16)$$

или

$$\frac{dt_n}{dh} = \frac{\beta_y \cdot \phi_s \cdot b \cdot \left( p \cdot \frac{G_n}{G_n + G_u} - p_n \right) \cdot r - K \cdot (t_k - t_x) \cdot b}{G_k \cdot c_k - G_n \cdot c_n - G_u \cdot c_u}. \quad (17)$$

Таким образом, уравнения (12), (15) и (17) преобразуются в систему дифференциальных уравнений, описывающую распределение температур, тепловых и материальных потоков при конденсации в ФКВР:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dt_x}{dh} = \frac{K \cdot (t_\kappa - t_x)}{G_x \cdot c_x} \cdot b; \\ \frac{dt_n}{dh} = \frac{\beta_y \cdot \phi_s \cdot b \cdot \left( p \cdot \frac{G_n}{G_n + G_u} - p_n \right) \cdot r - K \cdot (t_\kappa - t_x) \cdot b}{G_\kappa \cdot c_\kappa - G_n \cdot c_n - G_u \cdot c_u}; \\ \frac{dG_\kappa}{dh} = \beta_y \cdot \phi_s \cdot b \cdot \left( p \cdot \frac{G_n}{G_n + G_u} - p_n \right) \end{array} \right. \quad (18)$$

со следующими граничными условиями:

$$t_x(0) = t_{x(H)}, t_n(0) = t_{n(H)}, t_n(0) = t_{n(H)} = t_{\kappa(K)}, t_n(H) = t_{n(K)} = t_{\kappa(H)},$$

где  $t_{x(H)}, t_{n(H)}, t_{\kappa(H)}$  – начальные температуры потоков, К;

$t_{n(K)}, t_{\kappa(K)}$  – конечные температуры потоков, К.

Для решения системы уравнений (18) ее необходимо дополнить зависимостями физических свойств сред от температуры:

$$\left\{ \begin{array}{l} c_j = f(t_j) \\ r_j = f(t_j) \\ \lambda_j = f(t_j) \\ v_j = f(t_j) \\ p_n = f(t_\kappa), \end{array} \right. \quad (19)$$

где  $j$  – среда: хладагент, пар, конденсат или инерт, а также зависимостями  $K$  и  $\beta_y$  от гидродинамических параметров на рассматриваемом участке аппарата:

$$\left\{ \begin{array}{l} K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_x} + \frac{1}{\alpha_\kappa} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}} \\ \alpha_x = C \cdot \frac{\lambda_x}{\delta_\vartheta} \cdot \text{Re}_x^n \cdot \text{Pr}^m \cdot \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_{cm}} \right)^k \\ \alpha_\kappa = 0,46 \cdot \frac{\lambda_\kappa}{v_\kappa} \cdot \frac{(i \cdot w_\kappa^2)^{1/3}}{\frac{\text{Pr}}{9,75} - \frac{6,55}{\text{Pr}}} \cdot \varphi_\kappa \cdot \varphi_u \\ \varphi_\kappa = f(w; i; f_{\text{ПФК}}; \Pi_1) \\ \varphi_u = f(y_u) \\ \beta_y = f(D_n; v_n; w; i; f_{\text{ПФК}}; \Pi_1), \end{array} \right. \quad (20)$$

где  $\alpha_x$  – коэффициент теплоотдачи от хладагента в полном канале, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  
 $\alpha_k$  – коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  
 $\beta_y$  – коэффициент массоотдачи в газовой фазе, кг/(м<sup>2</sup>·с·Па);  
 $\varphi_k$  – эмпирическая функция, характеризующая влияние гидродинамических параметров на теплоотдачу при конденсации;  
 $\varphi_u$  – эмпирическая функция, характеризующая влияние диффузионного сопротивления инертного компонента на теплоотдачу;  
 $y_u$  – мольная доля инерта;  
 $D_n$  – коэффициент молекулярной диффузии пара в парогазовой смеси, м<sup>2</sup>/с;  
 $\delta_\varepsilon$  – эквивалентный диаметр полого канала, м;  
 $\delta_{cm}$  – толщина стенки, м;  
 $\lambda_k, \lambda_x, \lambda_{cm}$  – теплопроводность конденсата, хладагента и стенки, Вт/(м·К);  
 $\nu_k, \nu_n$  – вязкость конденсата и пара, м<sup>2</sup>/с;  
 $i$  – плотность орошения, м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>·с);  
 $w$  – скорость пара, м/с;  
 $C, n, m, k$  – эмпирические коэффициенты;  
 $\Pi_1$  – параметр, характеризующий изменение гидродинамической структуры потока при приближении к режиму подвисяния, определяемый по формуле

$$\Pi_1 = \frac{w}{w_{nod}}, \quad (21)$$

где  $w_{nod}$  – скорость подвисяния, м/с.

При рассмотрении случая конденсации с переохлаждением острого орошения, подаваемого на верхнюю ступень ФКВР, система (18) должна быть дополнена следующим условием:

$$G_{n(h)} = \int_0^H \frac{dG_k}{dh} + G_{oo} \frac{c_n \cdot t_{n(k)} - c_{oo} \cdot t_{oo}}{c_n \cdot t_{n(k)} - c_k \cdot t_{k(h)}}, \quad (22)$$

где  $G_{n(h)}$  – количество пара на входе в аппарат, кмоль/с;

$c_{oo}$  – теплоемкость острого орошения, кДж/(кмоль·К);

$G_{n(h)}$  – расход острого орошения, кмоль/с;

$t_{oo}$  – температура острого орошения, К.

При рассмотрении фракционирующей конденсации углеводородной смеси необходимо дополнить систему уравнений (18), (20) и (22) зависимостями, описывающими изменение составов и свойств потоков пара и конденсата на участке dh:

$$\left\{ \begin{array}{l} \eta = 1 - \frac{x_i - x_i^*}{x_{i,CD} - x_{i,AB}} = 1 - \frac{y_i^* - y_i}{y_{i,CD} - y_{i,AB}} \\ m_i = \frac{y_i^*}{x_i^*} \\ c_j = f(t_j; x_i; y_i) \\ r_j = f(t_j; x_i; y_i) \\ \lambda_j = f(t_j; x_i; y_i) \\ v_j = f(t_j; x_i; y_i) \\ p_H = f(t_k; y_i) \end{array} \right. \quad (23)$$

где  $\eta$  – доля реализованной движущей силы или к.п.д. рассматриваемого участка;

$x, y$  – концентрация компонента в жидкой и газовой фазах;

$x^*, y^*$  – равновесная концентрация компонента в жидкой и газовой фазах;

$m$  – константа фазового равновесия;

$i$  – компонент смеси;

$j$  – вид среды (пар и конденсат);

AB, CD – рассматриваемые сечения.

Для проверки предложенной системы дифференциальных уравнений необходимо проведение серии экспериментов на многокомпонентной и парогазовой смеси и определение эмпирических функций в уравнениях для коэффициента массоотдачи в газовой фазе и коэффициентов теплоотдачи от хладагента и конденсирующегося пара.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Klahm T.* Modelling of heat transfer during reflux condensation inside rectangular channels and experimental verification / T. Klahm, H. Auracher, F. Ziegler // 5<sup>th</sup> European Thermal-Sciences Conference. – The Netherlands. – 2008. – С. 8.
2. *Souidi N.* Reflux condensation in narrow rectangular channels with perforated fins / N. Souidi, A. Bontemps // Applied Thermal Engineering. – 2003. – № 1. – С. 871-891.
3. *Филатова Е.Ю., Туголуков Е.Н., Ведущева О.В.* Расчет теплообменника для парциальной конденсации многокомпонентной смеси // Вестник ТГУ. – 2006. – Т. 11. – № 3. – С. 310-313.
4. *Яхаабади Р.* Увеличение производительности дистиллята с помощью боковых нагревателей и холодильников // Нефтегазовые технологии. – 2011. – № 2. – С. 61-69.
5. *Хуанг К., Ивакаби К., Накаива М., Матсуда К., Хоринчи К., Наканиши Т.* Повышение эффективности сепарации благодаря интеграции тепла // Нефтегазовые технологии. – 2011. – № 6. – С. 77-83.
6. *Gadalla M.A.* Internal heat integrated distillation columns (iHIDiCs) – New systematic design methodology // Chemical Engineering Research and Design. – 2009. – № 87. – С. 1658-1666.
7. *Кравцов А.В., Самборская М.А., Митянина О.Е., Дёрин К.В.* Моделирование и исследование реакционно-ректификационной колонны синтеза МТБЭ с использованием программы HYSYS // Нефтепереработка и нефтехимия. – 2011. – № 2. – С. 6-11.
8. *Самойлов Н.А., Мнушкин И.А.* Математическое моделирование стадии фракционирования реакционно-ректификационного процесса производства этиленгликоля // Нефтегазовое дело. – 2012. – № 4. – С. 150-157.

9. Лесухин М.С., Григорян Л.Г. Создание конденсатора нового типа на базе аппарата с вертикальными контактными решетками // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Технические науки. – 2013. – № 2(38). – С. 206-210.
10. Лесухин М.С., Крючков Д.А., Григорян Л.Г. Экспериментальное изучение тепло- и массообмена при конденсации водяного пара из паровоздушной смеси в аппарате с вертикальными контактными решетками // Вестник Самарского государственного технического университета. Сер. Технические науки. – 2015. – № 3(47). – С. 180-187.

*Статья поступила в редакцию 20 января 2016 г.*

## **MATHEMATICAL MODEL OF HEAT- AND MASS-TRANSFER DURING FRACTIONAL CONDENSATION OF HYDROCARBON VAPOR IN PRESENCE OF INERT GAS IN A VESSEL WITH VERTICAL CONTACT GRIDS**

***M.S. Lesukhin<sup>1</sup>, D.A. Kriuchkov<sup>2</sup>***

<sup>1</sup> Volga NIPITEK Ltd.

52/55, Ulyanovskaya St./Yarmarochnaya St., 11th floor, Room 27, Samara, 443001, Russian Federation

<sup>2</sup> Samara State Technical University

244, Molodogvardeyskaya st., Samara, 443100, Russian Federation

*Creating of a mathematical model of fractional condensation in a vessel with vertical contact grids (FCCG) is described in the paper. A flow diagram of vapor, inert gas, condensate and coolant contact in a segment (dh) of FCCG vessel is proposed. The equations of heat and mass balance in a segment (dh) of FCCG vessel are analyzed. Differential equations set describing temperature distribution, as well as heat and mass flows in a FCCG vessel is given for the cases of condensation of a vapor-gas mixture, multicomponent vapor-gas mixture and condensation with additional pumparound.*

***Keywords:*** fractional condensation, modeling, heat transfer coefficient, mass transfer coefficient, vessel with vertical contact grids.