



Международный журнал информационных технологий и энергоэффективности

Сайт журнала:

<http://www.openaccessscience.ru/index.php/ijcse/>



УДК 66.011

## ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТЬ МАССОПЕРЕНОСА В НАСАДОЧНЫХ АППАРАТАХ

Дударовская О.Г.

ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет», Казань, Россия (420066, г. Казань, ул. Красносельская, 51); e-mail: dg.olga5@mail.ru

Настоящая статья посвящена оценке энергетической эффективности различных интенсификаторов в виде хаотичных насадочных элементов в массообменных аппаратах насадочного типа. Выбор наилучшего интенсификатора определяется по энергетическому комплексу, аналогично полученному на основе одного из наиболее универсальных критериев оценки энергоэффективности теплообменных аппаратов, что позволяет определить эффективность процесса с изменением исходных параметров. Для определения средних значений массообменных характеристик применяется модель пограничного слоя Owena с функцией турбулентной вязкости с учетом затухания пульсаций в вязком подслое. С целью выбора наиболее энергоэффективного интенсификатора процесса массообмена рассмотрены несколько видов нерегулярных насадок. Выполнены расчеты энергетического коэффициента  $E$  для канала, заполненного насадками различной формы и размера. По полученным данным построены графики зависимости энергетического коэффициента  $E$  от числа Рейнольдса (режима движения).

Ключевые слова: массообмен, интенсификаторы, энергоэффективность.

## ENERGY EFFICIENCY OF MASS TRANSFER IN NOZZLES

Dudarovskaya O.G.

Federal state-funded educational institution of the higher education "Kazan state power engineering university" Kazan, Russia (420066, Kazan, street Krasnoselsky, 51); e-mail: dg.olga5@mail.ru

This article is devoted to assessing the energy efficiency of various intensifiers in the form of random packing elements in packed-type mass transfer apparatuses. The choice of the best intensifier is determined by the energy complex, similar to that obtained on the basis of one of the most universal criteria for evaluating the energy efficiency of heat exchangers, which allows you to determine the efficiency of the process with a change in the initial parameters. To determine the average values of mass transfer characteristics, the Owena boundary layer model with a turbulent viscosity function is used taking into account the damping of pulsations in a viscous sublayer. In order to choose the most energy-efficient intensifier of the mass transfer process, several types of irregular nozzles are considered. The energy coefficient  $E$  was calculated for a channel filled with nozzles of various shapes and sizes. Based on the data obtained, graphs of the dependence of the energy coefficient  $E$  on the Reynolds number (motion mode) are constructed.

Keywords: mass transfer, intensifiers, energy efficiency.

В настоящее время основными потребителями топливно-энергетических ресурсов являются предприятия энергетической и нефтехимической отрасли, при этом одними из энергоемких процессов считаются массообменные.

Сейчас промышленные предприятия должны доказывать свою конкурентоспособность не только на внутренних, но и на внешних рынках, что в конечном счете требует уменьшения энергопотребления для снижения себестоимости выпускаемой продукции.

Наиболее эффективным и сбалансированным решением по совершенствованию технологических процессов и оборудования на данных предприятиях является использование технически прогрессивных технологий, а также привлечение высокоэффективного интенсифицированного оборудования.

В качестве инструмента интенсификации массообменных процессов нашли широкое применение высокоэффективные интенсификаторы, в виде хаотичных насадочных элементов, путем развития поверхности контакта и улучшения перемешивания потоков [1,2]. В настоящее время существует большое многообразие различных насадочных элементов [3,4] и поэтому выбор того или иного интенсификатора определяется рядом условий, а именно: значениями допустимых гидравлических потерь и энергетических затрат, соответствием критериев безотказной работы (прочность, коррозия), технологичностью, дешевизной изготовления и т.д.

Разумеется, выбор высокоэффективного интенсификатора в каждом случае индивидуален и определяется назначением аппарата, его конструкцией, свойствами рабочей среды и другими немаловажными факторами. Также как известно, применение любого из известных методов интенсификации сопровождается ростом гидравлического сопротивления, что увеличивает затраты мощности на прокачку жидкости, поэтому одним из основных показателей при расчете эффективности аппарата является его энергетическая эффективность.

В связи с чем рассматриваемая задача является актуальной и требует решение достаточно сложных расчетов, поэтому целесообразным является применение методов математического моделирования.

### **Определение энергетического коэффициента**

Рассмотрим процесс стационарной массоотдачи в потоке от элементов неподвижного насадочного слоя в канале (колонне).

Для определения энергетических характеристик массообменных аппаратов насадочного типа воспользуемся комплексом, аналогично полученным на основе одного из наиболее универсального критерия оценки энергоэффективности теплообменных аппаратов, предложенным В.И. Антуфьевым и М.В. Кирпичевым [5], который примет вид

$$E = \frac{M}{N} = \frac{\beta \cdot F}{Q \cdot \Delta P}, \quad (1)$$

где  $M$  – количество переданного вещества, кг/с;  $N$  – энергия, необходимая для подачи среды, Вт;  $\beta$  – коэффициент массоотдачи, м/с;  $F = a_v \cdot S \cdot H$  – поверхность массообмена для аппарата (канала) с насадкой, м<sup>2</sup>;  $a_v$  – удельная поверхность насадки, м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;  $S$  – площадь поперечного сечения канала, м<sup>2</sup>;  $H$  – длина насадочного слоя, м;  $Q = u_0 \cdot S$  – объемный расход среды, м<sup>3</sup>/с;  $u_0$  – скорость потока в канале, м/с;  $\Delta P$  – потери давления в канале с насадкой, Па.

Потери давления в канале с насадкой определяются как [6]

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{H}{d_3} \cdot \frac{\rho \cdot u_0^2}{2 \cdot \varepsilon_{св}}, \quad (2)$$

где  $\xi$  – коэффициент гидравлического сопротивления насадочного слоя;  $d_3$  – эквивалентный диаметр насадки, м;  $\rho$  – плотность потока, кг/м<sup>3</sup>;  $\varepsilon_{св}$  – удельный свободный объем насадки, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>.

Таким образом, энергетический коэффициент получит вид

$$E = \frac{2 \cdot \beta \cdot a_v \cdot d_3 \cdot \varepsilon_{св}^2}{u_0^3 \cdot \xi \cdot \rho}. \quad (3)$$

Таким образом, задача нахождения энергетического коэффициента сводится к определению коэффициентов массоотдачи  $\beta$  и гидравлического сопротивления насадочного слоя  $\xi$ .

На основе аналогии процессов тепло - и массообмена запишем коэффициент массоотдачи

$$\beta = \frac{\alpha}{\rho c_p} \left( \frac{Pr}{Sc} \right)^{0,333}, \quad (4)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $c_p$  – теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг·К);  $Pr$  – число Прандтля;  $Sc$  – число Шмидта.

Для определения коэффициента массоотдачи в канале, заполненном хаотичными насадочными элементами, воспользуемся моделью пограничного слоя Owena с функцией турбулентной вязкости с учетом затухания пульсаций в вязком подслое [7].

Запишем характеристики турбулентного обмена [7]

$$\frac{\nu_T}{\nu} = 0,001 \left( y^+ \right)^3, \quad \text{где } y^+ \in [0; 5], \quad (5)$$

$$\frac{\nu_T}{\nu} = 0,012 \left( y^+ - 1,6 \right)^2, \quad y^+ \in [5; 20], \quad (6)$$

$$\frac{\nu_T}{\nu} = \chi \left( y^+ - 10 \right), \quad y^+ \in [20; \delta], \quad (7)$$

где  $\nu_T$  – турбулентный коэффициент вязкости, м<sup>2</sup>/с;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;  $y^+$  – безразмерная координата в пограничном слое.

На основе выражения (4), используя трехслойную модель турбулентного пограничного слоя Owena (5) – (7), коэффициент массоотдачи примет вид

$$\beta = \frac{1,85 \cdot Re_3^{0,75} \cdot (\xi / 2)^{0,25} \cdot \nu}{Sc^{0,67} \cdot d_3 \cdot \left[ 1,48 Re_3^{0,125} / \xi^{0,25} + 2,5 \ln \left( 4 \cdot Re_3^{0,125} \cdot \xi^{0,5} \right) \right]}, \quad (8)$$

где  $Re_3$  – число Рейнольдса эквивалентное.

Также энергетический коэффициент  $E$  можно записать через безразмерный комплекс Стантона  $St_3$

$$E = \frac{8 \cdot St_3}{\xi \cdot \rho \cdot u_{ср}^2}, \quad (9)$$

где безразмерный комплекс Стантона имеет вид

$$St_3 = \frac{1,85 \cdot (\xi / 2)^{0,25}}{Re_3^{0,25} \cdot Sc^{0,667} \cdot \left[ 1,48 \cdot Re_3^{0,125} / \xi^{0,25} + 2,5 \cdot \ln \left( 4 \cdot Re_3^{0,125} \cdot \xi^{0,5} \right) \right]}. \quad (10)$$

В данной работе приведем выражения гидравлического сопротивления  $\xi$  для некоторых насадочных элементов [6]:

для насадок кольцеобразной формы

$$\xi = \frac{16}{Re_3^{0,2}}, \quad (11)$$

для насадок Инжехим – 2002

$$\xi = 1,34 \cdot \left( \frac{64}{Re_3} + \frac{1,8}{Re_3^{0,08}} \right), \quad (12)$$

для насадок седлообразной формы

$$\xi = \frac{133}{Re_3} + 2,34. \quad (13)$$

Применим полученные выражения энергетического коэффициента  $E$  для выбора наиболее энергоэффективного интенсификатора, в виде хаотичных насадочных элементов. Для этого рассмотрим случай, когда воздух пропускают через слой насадки, покрытых нафталином.

Исходные данные принимаем следующие [8]:

- - коэффициент диффузии паров нафталина в газовой фазе  $D_T = 5,1 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$ ;
- - коэффициент кинематической вязкости воздуха  $\nu = 2,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ ;
- - плотность воздуха  $\rho = 0,963 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

Сначала рассмотрим в качестве базисной насадки кольцевую форму как наиболее благоприятную с точки зрения гидродинамики. В таблице 1 приведены характеристики насадок колец Палля различного размера из полипропилена [9].

Таблица 1 – Характеристики колец Палля различного размера

Размер насадки, мм	Эквивалентный диаметр $d_э$ , м	Удельная поверхность $a_v$ , $\text{м}^2/\text{м}^3$	Удельный свободный объем $\varepsilon_{св}$ , $\text{м}^3/\text{м}^3$
кольца Палля (разм. 15)	0,01024	340	0,87
кольца Палля (разм. 25)	0,017	206	0,9
кольца Палля (разм. 50)	0,029	124	0,9

На рисунке 1 представлены результаты расчетов энергетического коэффициента  $E$  от числа Рейнольдса  $Re$  для интенсификаторов, в виде колец Палля различного размера.

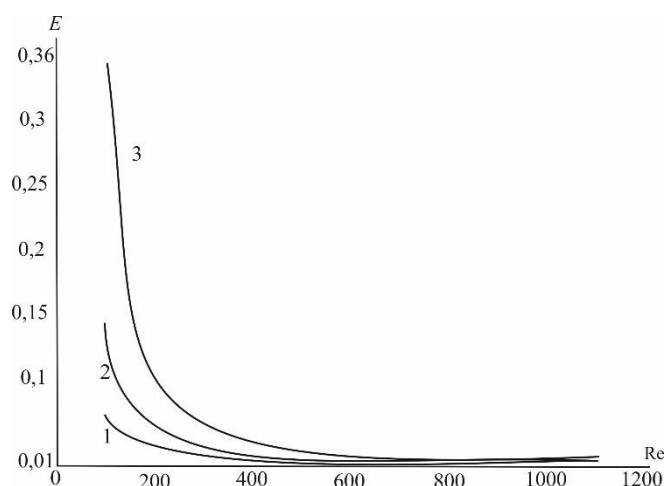


Рисунок 1 – Зависимость энергетического коэффициента  $E$  от числа Рейнольдса  $Re$ : 1 – кольца Палля (разм. 15 мм); 2 – кольца Палля (разм. 25 мм); 3 – кольца Палля (разм. 50 мм).

Как видно из рисунка, насадки Палля (разм. 50 мм) наиболее энергоэффективны по сравнению с двумя другими насадками (разм. 15 мм) и (разм. 25 мм), поскольку имеют более высокие значения энергетического коэффициента. Это связано с тем, что с увеличением размера насадки снижается ее удельная поверхность при этом коэффициент гидравлического сопротивления насадочного слоя уменьшается, а коэффициент массоотдачи увеличивается, что в целом приводит к повышению энергетического коэффициента.

Далее для анализа рассмотрим насадки различной формы, но одинакового размера, характеристики насадок [9] представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Характеристики насадок одинакового размера (50 мм), но различной формы

Наименование насадки	Эквивалентный диаметр $d_э$ , м	Удельная поверхность $a_v$ , $m^2/m^3$	Удельный свободный объем $\varepsilon_{св}$ , $m^3/m^3$
кольца ГИАП-НЗ	0,038	101	0,96
Инжехим -2002	0,019	200	0,95
седла Инталокс	0,026	118	0,79

На рисунке 2 показаны результаты расчетов энергетического коэффициента  $E$  от числа Рейнольдса  $Re$  для насадок различной формы.

Как видно из характеристик насадок, насадки кольцеобразной и седлообразной формы имеют весьма близкие значения удельной поверхности  $a_v$ , однако из-за различия в конструкции их величины  $\Delta P$  различаются между собой, что связано с природой возникновения гидравлического сопротивления в насадочном слое. В целом, кольцеобразные насадки, имеющие внутреннюю полость, показывают хорошие результаты, но не сильно отличающиеся от седлообразных.

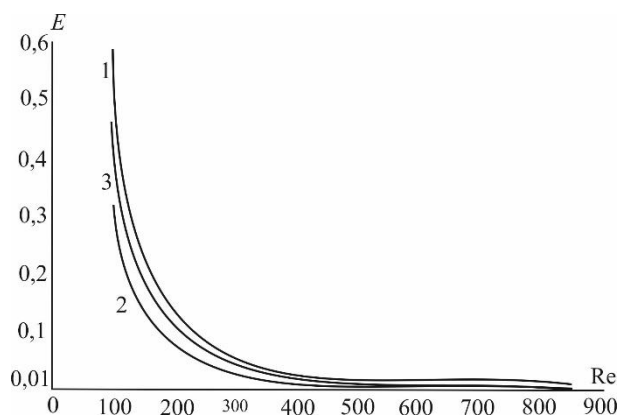


Рисунок 2 – Зависимость энергетического коэффициента  $E$  от числа Рейнольдса  $Re$  для насадок различной формы: 1 – кольца ГИАП-НЗ (разм. 50 мм); 2 – насадки Инжехим-2002 (разм. 50 мм); 3 – седла Инталокс (разм. 50 мм).

Таким образом, как показывают результаты расчетов с точки зрения интенсификации процесса массообмена представляется интересным применение достаточно крупной насадки кольцеобразной формы. И во всех рассмотренных случаях с увеличением числа Рейнольдса значение коэффициента энергетической эффективности  $E$  снижается, что связано с увеличением мощности на прокачивание среды пропорционально увеличению средней скорости среды  $u_{ср}^3$ .

Рассмотренный подход определения энергетического коэффициента позволяет проводить сопоставление различных по форме и размерам интенсификаторов, что удобно при выборе наиболее энергоэффективного и энергосберегающего интенсификатора.

Также данный подход позволит решить проблемы реальных производственных объединений при изменении типов или конструкций установленного оборудования, в том числе при преобразовании их структуры, а также учесть многочисленные факторы, влияющие на эффективность работы усовершенствованного оборудования в различных режимах работы.

## Список литературы

1. Дударовская О.Г. Модели интенсифицированного тепломассообмена и смешения сред в каналах с хаотичными насадочными слоями: дис. ...канд. техн. наук. Казань, 2016. 202 с.
2. Булкин В.А. Разработка и исследование массообменного аппарата с прямоточными вихревыми контактными устройствами: дис. ...канд. техн. наук. Казань, 1970. 137 с.
3. Микуленок И.О. Классификация насадок массообменных аппаратов // Химическая промышленность. 2011. № 2. С. 67.
4. Лаптев А.Г. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов. Москва: Теплотехник, 2011. 288 с.
5. Кирсанов Ю.А. Циклические тепловые процессы и теория теплопроводности в регенеративных воздухоподогревателях. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2007. 240 с.

6. Лаптев А.Г., Фарахов Т.М., Дударовская О.Г. Эффективность явлений переноса в каналах с хаотичными насадочными слоями. Страта: Санкт Петербург, 2016. 202 с.
7. Owen P. Dust deposition from a turbulent airstream. In: Aerodynamic Capture of Particles /Ed. E.G. Richardson. London. New York, 1960. pp. 8-25.
8. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи расчета по курсу процессов и аппаратов химической технологии. М.: Химия, 1970. 626 с.
9. Каган А.М., Лаптев А.Г., Пушнов А.С., Фарахов М.И. Контактные насадки промышленных теплообменных аппаратов. Казань: Отечество, 2013. 454 с..

#### References

1. Dudarovskaya O.G. Models of intensified heat and mass transfer and medium mixing in channels with chaotic packed layers: dis. ... cand. tech. sciences. Kazan, 2016. 202 p.
  2. Bulkin V.A. Development and research of mass transfer apparatus with direct-flow vortex contact devices: dis. ... cand. tech. sciences. Kazan, 1970. 137 p.
  3. Mikulenok I.O. Classification of nozzles of mass transfer apparatus // Chemical industry. 2011. No. 2. P. 67.
  4. Laptev A.G. Methods of intensification and modeling of heat and mass transfer processes. Moscow: Heat engineer, 2011. 288 p.
  5. Kirsanov Yu.A. Cyclic thermal processes and the theory of thermal conductivity in regenerative air heaters. М.: FIZMATLIT, 2007. 240 p.
  6. Laptev A.G., Farakhov T.M., Dudarovskaya O.G. The effectiveness of transport phenomena in channels with chaotic packed layers. Strata: St. Petersburg, 2016. 202 p.
  7. Owen P. Dust deposition from a turbulent airstream. In: Aerodynamic Capture of Particles / Ed.E.G. Richardson. London New York, 1960. pp. 8-25.
  8. Pavlov K.F., Romankov P.G., Noskov A.A. Examples and tasks of calculation at the rate of processes and devices of chemical technology. М.: Chemistry, 1970. 626 p.
  9. Kagan A.M., Laptev A.G., Pushnov A.S., Farakhov M.I. Contact nozzles industrial heat and mass transfer apparatus. Kazan: Fatherland, 2013. 445 p..
-