



Международный журнал информационных технологий и
энергоэффективности

Сайт журнала:

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



УДК 66.045.122

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Дударовская О.Г.

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

Данная работа посвящена математическому описанию тепловых процессов в аппаратах, каналах с насадками. Математическая модель описана на основе применения гидродинамической аналогии и модели турбулентного пограничного слоя C.S. Lin, R.W. Moulton, G.L. Putnam. Оценка эффективности интенсификации теплообмена в каналах с насадками проводилась с использованием энергетического коэффициента, предложенного М.В. Кирпичевым. Аналитическое описание теплового процесса в канале с насадками реализовано в виде программы для ЭВМ, которая позволяет производить тепловой расчет аппаратов, каналов с различными насадками, при различных режимах работы, что в дальнейшем позволяет проводить сравнительный анализ энергетической эффективности различных интенсификаторов в виде насадочных элементов. С целью повышения точности расчетов применяется программное обеспечение MathCad 15.0. Проведенные расчеты энергетических характеристик насадочных элементов позволяют оценить рассматриваемые интенсификаторы теплообмена и определить наиболее оптимальные.

Ключевые слова: теплообмен, интенсификаторы, энергоэффективность

ENERGY ESTIMATION OF HEATING SURFACE INTENSIFICATION

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 work is devoted to the mathematical description of thermal processes in devices, channels with nozzles. The mathematical model is described based on the application of the hydrodynamic analogy and the turbulent boundary layer model C.S. Lin, R.W. Moulton, G.L. Putnam. Evaluation of the efficiency of heat transfer intensification in channels with packing was carried out using the energy coefficient proposed by M.V. Kirpichev. An analytical description of the thermal process in a channel with nozzles is implemented in the form of a computer program that allows for thermal calculation of devices, channels with different nozzles, under different operating modes, which further allows for a comparative analysis of the energy efficiency of various intensifiers in the form of packed elements. In order to increase the accuracy of calculations, the software MathCad 15.0 is used. The performed calculations of the energy characteristics of the packed elements make it possible to evaluate the considered heat transfer intensifiers and determine the most optimal ones.

Keywords: heat exchange, intensifiers, energy efficiency

В настоящее время доказана высокая эффективность применения насадочных элементов в качестве интенсификаторов теплообмена [1,2]. Однако, в связи с разнообразием

конструкций интенсификаторов в виде насадочных элементов, исследований в этой области еще недостаточно. Ограниченная информация по конструкции различных насадочных элементов приводит к отсутствию обобщенных критериальных уравнений с последующей рекомендацией к практическому использованию, что затрудняет определение наилучшего интенсификатора среди насадочных элементов и проведение последующего расчета оборудования. Поэтому оценка эффективности интенсификации теплообмена в каналах с насадочными элементами считается актуальной и перспективно сложной проблемой, требующей уточнений для лучшего описания процесса.

Данная работа посвящена разработке математической модели, позволяющей проводить исследования различных по геометрической форме насадочных элементов, а также составлять методы и алгоритмы численной реализации поставленных задач в области интенсификации теплообмена.

Коэффициент переноса теплоты

На основе применения моделей турбулентного пограничного слоя и гидродинамической аналогии получим выражения для вычисления коэффициента переноса теплоты для канала с насадками.

Запишем уравнение теплового потока

$$q = -c_p \rho (\alpha + \alpha_T) \frac{dT}{dy}, \quad (1)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); α_T – коэффициент турбулентного обмена, который определяется законом затухания турбулентных пульсаций по толщине вязкого подслоя $\alpha_T = \alpha_T(y)$ и зависит от гидродинамики потока; c_p – теплоемкость среды при постоянном давлении, Дж/(кг·К); ρ – плотность среды, кг/м³.

Поток тепла на стенке можно записать в виде (т.е. $y = 0$)

$$q_{ст} = \alpha (T_\infty - T_{ст}), \quad (2)$$

где T_∞ – температура в ядре потока, К; $T_{ст}$ – температура стенке, К.

Тогда сопротивление переносу тепла имеет вид

$$\frac{1}{\alpha} = \int_0^\delta \frac{q^* dy}{c_p \rho (\alpha + \alpha_T(y))}, \quad (3)$$

где $q^* = q / q_{ст}$ – относительный поток тепла; δ – толщина пограничного слоя, м.

В результате выражение для определения коэффициента теплоотдачи в пограничном слое толщиной δ примет вид

$$\alpha = \frac{c_p \rho}{\int_0^\delta \frac{q^* dy}{\alpha + \alpha_T(y)}}. \quad (4)$$

В литературе представлено большое количество функций $\nu_T(y)$, обычно принимают $\alpha_T \approx \nu_T$.

В данной работе применим модель C.S. Lin, R.W. Moulton, G.L. Putnam [3] турбулентного пограничного слоя, в которой характеристики турбулентного обмена имеют вид

$$\frac{\nu_T}{\nu} = \left(\frac{y^+}{14,5} \right)^3, \text{ где } 0 \leq y^+ \leq 5; \quad (5)$$

$$\frac{\nu_T}{\nu} = 0,2y^+ - 0,959, \text{ где } 5 \leq y^+ \leq 30, \quad (6)$$

где y^+ – безразмерная координата в пограничном слое; ν – коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$; ν_T – коэффициент турбулентной вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$.

На основе выражения (4) и модели (5), (6) после интегрирования получен коэффициент переноса тепла

$$\alpha = \frac{c_p \rho u_*}{R_1}, \quad (7)$$

где $R_1 = 12,9$ – безразмерная толщина вязкого подслоя; $u_* = u_0 \sqrt{\xi_0/8}$ – динамическая скорость в канале (трубе), $\text{м}/\text{с}$; u_0 – скорость среды в канале (трубе), $\text{м}/\text{с}$.

Используя гидродинамическую аналогию переноса получим

$$a = \frac{c_p \rho u_*}{R_1 \text{Pr}^{n/m}} = \frac{c_p \rho u_0 \sqrt{\xi_0/8}}{12,9 \text{Pr}^{0,57}}, \quad (8)$$

где n, m – значения при числе Прандтля.

С применением выражения (8) запишем безразмерный комплекс Нуссельта для теплоотдачи в канале

$$\text{Nu} = \frac{\text{Re} \text{Pr}^{0,43} \sqrt{\xi_0/8}}{R_1} = \frac{\text{Re} \text{Pr}^{0,43} \xi^{0,5}}{36,5}. \quad (9)$$

Для канала с насадкой характеристики пограничного слоя на стенке отличаются от характеристик плоского пограничного слоя без возмущений на пластине.

Поэтому для определения безразмерной толщины вязкого подслоя в пограничном слое воспользуемся известными свойствами консервативности законов трения и балансовым соотношением переноса импульса

$$\overline{R_1} = R_1 \frac{u_{*0}}{u_*} = R_1 \frac{u_{\text{ср}} \sqrt{\xi_0/8}}{1,85 \frac{\nu}{d_3} \text{Re}_3^{0,75} (\xi/2)^{0,25}}, \quad (10)$$

откуда получаем

$$\overline{R_1} = 1,65 \text{Re}_3^{0,125} / \xi^{0,25}, \quad (11)$$

где u^*o – динамическая скорость в трубе при скорости среды u_0 , м/с; u_{cp} – средняя скорость среды в канале с насадкой, м/с.

Средняя динамическая скорость в канале с насадкой, полученная в работе [4], имеет вид

$$u_* = 1,85 \frac{V}{d_3} \text{Re}_3^{0,75} (\xi / 2)^{0,25}, \quad (12)$$

где d_3 – эквивалентный диаметр насадки, м; Re_3 – число Рейнольдса эквивалентное; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления в насадочном слое.

Тогда безразмерный комплекс Нуссельта для теплоотдачи в канале с насадками примет вид

$$\text{Nu}_3 = \frac{1,85 \text{Re}_3^{0,75} (\xi / 2)^{0,25} \text{Pr}^{0,333}}{1,65 \text{Re}_3^{0,125} / \xi^{0,25}}. \quad (13)$$

Определение энергетического коэффициента

Принято оценивать эффективность различных форм конвективных поверхностей при помощи энергетической эффективности [5,6]. Одними из наиболее широко применяемых являются методы, предложенные М.В. Кирпичевым и В.И. Антуфьевым, которые основаны на определении энергетического коэффициента E_d , характеризующего теплогидродинамическое совершенство проведения процесса теплообмена около некоторой поверхности [5].

Для решения поставленной задачи воспользуемся выражением энергетического коэффициента

$$E = \frac{8 \cdot \alpha}{u_{cp}^3 \cdot \xi \cdot \rho}, \quad (14)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); u_{cp} – средняя скорость движения среды в насадке, м/с; ξ – коэффициент гидравлического сопротивления в канале (трубе); ρ – плотность среды, кг/м³.

Таким образом, поставленная задача решается путем определения безразмерного комплекса Нуссельса (т.е. коэффициента теплоотдачи) и коэффициента гидравлического сопротивления ξ .

В данной работе приведем выражения гидравлического сопротивления ξ для некоторых насадочных элементов [7]:

- для насадок кольцеобразной формы

$$\xi = \frac{16}{\text{Re}_3^{0,2}}, \quad (15)$$

- для насадок седлообразной формы

$$\xi = \frac{133}{\text{Re}_3} + 2,34. \quad (16)$$

Результаты расчета

Применим полученные выражения энергетического коэффициента E для выбора наиболее энергоэффективного интенсификатора, в виде хаотичных насадочных элементов.

В качестве интенсификаторов рассматривались следующие насадки [7]:

1) Кольца Палля (разм. $35 \times 35 \times 0,8$) с техническими характеристиками: $d_s = 0,021$ м, $a_v = 139$ м²/м³, $\varepsilon_{св} = 0,9$ м³/м³.

2) Мини кольцевая насадка (разм. $40 \times 4 \times 1$) с техническими характеристиками: $d_s = 0,019$ м, $a_v = 195,3$ м²/м³, $\varepsilon_{св} = 0,92$ м³/м³.

3) Седлообразная насадка Инталокс (разм. 38 мм) с техническими характеристиками: $d_s = 0,017$ м, $a_v = 195$ м²/м³, $\varepsilon_{св} = 0,81$ м³/м³.

Исходные данные:

среда – трансформаторное масло; коэффициент кинематической вязкости масла $\nu = 7,6 \cdot 10^{-6}$ м²/с; коэффициент теплопроводности масла $\lambda = 0,1082$ Вт/(м·К); плотность среды $\rho = 845,7$ кг/м³; число Прандтля $Pr = 111$; число Рейнольдса $Re_s = 320 \div 1050$.

На основе проведенных расчетов построим график зависимости энергетического коэффициента E от числа Рейнольдса Re_s .

На рисунке 1 представлена зависимость энергетического коэффициента E от числа Рейнольдса Re_s для рассматриваемых интенсификаторов.

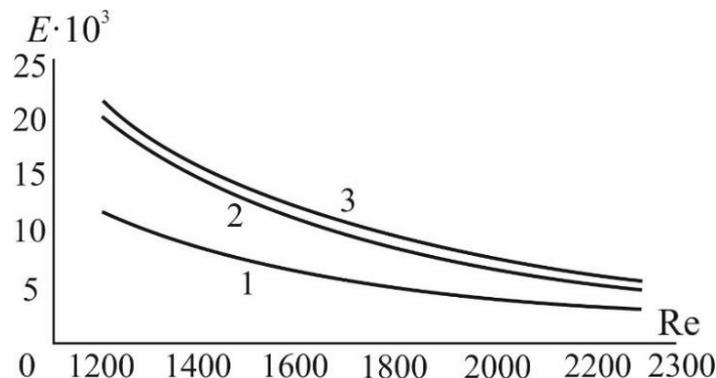


Рисунок 1 – Зависимость энергетического коэффициента E (выражение 14) от числа Рейнольдса Re_s : 1 – кольца Палля ($d_s = 0,021$ м); 2 – мини кольца ($d_s = 0,019$ м); 3 – седла Инталокс ($d_s = 0,017$ м).

Из проведенных расчетных данных следует, что с энергетической точки зрения наиболее выгодно применение, в качестве интенсификатора теплообмена, хаотичных насадочных элементов, состоящих из седел Инталокс. Элементы седлообразных насадок не имеют внутренней полости, но благодаря особенности формы их поверхность смачивается лучше остальных, что и приводит к высоким значениям энергетического коэффициента.

Заключение

Предложенный подход является оптимальным и позволяет выявить потенциальные преимущества того или иного интенсификатора в виде насадочных элементов, а также уточнить их режимные и конструктивные параметры с целью повышения эффективности процесса теплообмена.

Список литературы

1. Дударовская О.Г. Модели интенсифицированного теплообмена и смешения сред в каналах с хаотичными насадочными слоями: дис. канд. техн. наук. Казань, 2016. 202 с.
2. Дударовская О.Г. Анализ эффективности маслоохладителя с различными элементами интенсификации теплообмена // Международный журнал информационных технологий и энергоэффективности. 2018. Т.3, № 3(9). С. 26-31.
3. Lin C.S., Moulton R.W., Putnam G.L. Mass transfer between solid walls and fluid streams, Ind and Eng Chem. 1953. № 45, N 3. pp 636-640.
4. Лаптев А.Г., Фарахов Т.М., Дударовская О.Г. Эффективность явлений переноса в каналах с хаотичными насадочными слоями. Страта: Санкт Петербург, 2016. 202 с.
5. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева. М: Энергия, 1966. 184 с.
6. Кирпичев М.В., Михеев М.А. Моделирование тепловых устройств. М: Изд-во АН СССР, 1936. 320 с.
7. 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 mixing of media in channels with chaotic packed layers: dis. ... Cand. tech. sciences. Kazan, 2016.202 p.
 2. Dudarovskaya O.G. Analysis of the effectiveness of an oil cooler with various elements heat transfer intensification // International Journal of Information Technologies and energy efficiency. 2018. V.3, No. 3 (9). pp. 26-31.
 3. Lin C.S., Moulton R.W., Putnam G.L. Mass transfer between solid walls and fluid streams, Ind and Eng Chem. 1953. No. 45, No. 3. pp 636-640.
 4. Laptev A.G., Farakhov T.M., Dudarovskaya O.G. Efficiency of transport phenomena in channels with chaotic packed layers. Strata: St. Petersburg, 2016.202 p.
 5. Antufiev V.M. Efficiency of various forms of convective heating surfaces. M: Energy, 1966.184 p.
 6. Kirpichev M.V., Mikheev M.A. Simulation of thermal devices. M: Publishing house of the USSR Academy of Sciences, 1936.320 p.
 7. Kagan A.M., Laptev A.G., Pushnov A.S., Farakhov M.I. Contact nozzles industrial heat and mass exchangers. Kazan: Fatherland, 2013.454 p.
-