

УДК 621.646.7

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ НАСАДОЧНЫХ СМЕСИТЕЛЕЙ

Дударовская О.Г.

ФГБОУ ВО «Казанский государственный энергетический университет», Казань,
e-mail: dg.olga5@mail.ru

Настоящая статья посвящена рассмотрению оценки энергетической эффективности смесителей, заполненных насадочным слоем, с использованием подхода, основанного на применении энергетического коэффициента Е В.М. Антуфьева. Отличительной особенностью данного научного исследования является применение коэффициента переноса импульса для расчета процессов смешения сред в смесителях, заполненных насадочным слоем. При такой постановке об объекте моделирования достаточно знать эмпирическую информацию значения перепада давления рабочей зоны и определить значение коэффициента скорости переноса частиц. С использованием модели турбулентного пограничного слоя представлено выражение для расчета среднего коэффициента скорости переноса частиц. Рассматриваемая модель позволяет учесть протекание процесса смешения в смесителях, заполненных насадочным слоем, с учетом затухания турбулентности в пограничном слое. Даны выражения для расчета энергетической эффективности статических насадочных смесителей. Рассмотрены несколько видов нерегулярных насадок и выполнены расчеты энергетического коэффициента Е для смесителя, заполненного насадочным слоем различной формы, а также заполненного кольцами Палля различного размера. По полученным данным построены графики зависимости энергетического коэффициента Е от числа Рейнольдса (режима движения) для смесителя насадочного типа.

Ключевые слова: энергетическая эффективность, статический смеситель, насадки, коэффициент скорости переноса частиц

ENERGY EFFICIENCY OF MOUNTING MIXERS

Dudarovskaya O.G.

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education
«Kazan State Power Engineering University», Kazan, e-mail: dg.olga5@mail.ru

The present article is devoted to the evaluation of the energy efficiency of mixers filled with a packed bed, using the approach based on the use of the energy coefficient E. Antufyev. A distinctive feature of this scientific study is the use of the momentum transfer coefficient for calculating the processes of mixing media in mixers filled with a packed bed. In this formulation of the modeling object, it is sufficient to know the empirical information of the value of the pressure differential of the working zone and to determine the value of the particle transfer rate coefficient. Using the model of a turbulent boundary layer, an expression is presented for calculating the average particle velocity coefficient. The model considered allows us to take into account the course of the mixing process in mixers filled with a packed bed, taking into account the damping of the turbulence in the boundary layer. Expressions are given for calculating the energy efficiency of static mixer nozzles. Several types of irregular nozzles are considered and calculations of the energy coefficient E for a mixer filled with a packed bed of various shapes and also filled with Pall rings of different sizes are performed. Based on the obtained data, the graphs of the dependence of the energy coefficient E on the Reynolds number (motion regime) for the mixer type mixer are constructed.

Keywords: energy efficiency, static mixer, nozzles, particle transfer rate coefficient

Изучение повышения эффективности технологических процессов при смешении сред представляет большое практическое значение, особенно эта тема актуальна при течении вязких жидкостей. Одним из наиболее эффективных оборудований для перемешивания сред является статический смеситель.

Статические смесители выгодно отличаются от других конструкций отсутствием движущихся элементов. Они сочетают в себе одновременно высокую производительность, низкую энергоемкость, возможность изготовления из самых разнообразных конструкционных материалов (металлов, полимеров, керамики и т.п.), их простота и высокая эффективность стимулируют к созданию все новых конструктивных решений в данной области.

На предприятиях энергетики и нефтехимии статические смесители нашли применение в установках для ввода присадок в топливо, улучшающих его качество, для приготовления смесей, эмульсий, для ввода флокулянтов в суспензии.

К простому типу статических смесителей относится обычный трубопровод (канал). В целях повышения эффективности процесса смешения в смесителях устанавливают различные турбулизирующие вставки (смесительные элементы).

С целью повышения эффективности проведения процесса смешения вязких сред в статье рассматривается применение статических смесителей, в которых в качестве турбулизирующих вставок используются хаотичные насадочные слои. Хаотичный насадочный слой, как один из видов ин-

тенсификаторов процесса смешения сред, представляет значительный интерес для создания энергокорректных технологий в современных аппаратах. Тем не менее с применением насадочного слоя в смесителе увеличивается сопротивление потоку, что приводит к дополнительным затратам энергии на преодоление возросшего сопротивления, поэтому целесообразность применения насадочного статического смесителя для смешения вязких сред необходимо определять с помощью энергетической эффективности.

Цель исследования: в качестве примера рассмотрим следующую задачу: рассматривается статический смеситель насадочного типа для ввода присадок в мазут марки М-100, который устанавливается в трубопровод диаметром 200 мм.

Для выбора наиболее энергоэффективного смесителя насадочного типа проведем сравнительную энергетическую оценку статического смесителя, заполненного насадочными слоями различной формы, в зависимости от числа Рейнольдса, а также для оценки влияния размера насадки на эффективность работы смесителя насадочного типа рассмотрим в качестве насадок стальные кольца Палля различного диаметра.

Материалы и методы исследования

Определение энергетического коэффициента

Существует много методов оценки энергетической эффективности тепло- и массообменного оборудования. При оценке теплообменных характеристик широкое применение нашел подход с использованием энергетических коэффициентов В.М. Кирпичева и В.М. Антуфьева [1].

На основе выражения В.М. Антуфьева ($E = \frac{\alpha}{N/F}$) аналогично получен коэффициент, используемый для выбора энергоэффективных смесителей насадочного типа, и имеет вид [2]

$$E = \frac{\beta_d \cdot F}{N}, \quad (1)$$

где β_d – коэффициент скорости переноса частиц, м/с; F – площадь насадочного слоя, м²; N – затраченная мощность на перекачивание среды, Вт.

Площадь насадочного слоя находится как [3]

$$F = a_v \cdot S \cdot L, \quad (2)$$

где a_v – удельная поверхность насадки, м²/м³; S – площадь поперечного сечения смесителя, м²; L – длина насадочного слоя, м.

Затраченная мощность на перекачивание среды имеет вид [3]

$$N = Q \cdot \Delta P = u_0 \cdot S \cdot \Delta P, \quad (3)$$

где Q – расход жидкости, м³/с; ΔP – перепад давления, Па; u_0 – скорость среды, м/с.

Потери давления в канале, заполненном хаотичным насадочным слоем, определяются известным выражением [4]

$$\Delta P = \xi \cdot \frac{L}{d_3} \cdot \frac{\rho \cdot u_0^2}{2 \cdot \epsilon_{cb}^2}, \quad (4)$$

где ξ – коэффициент гидравлического сопротивления насадочного слоя; $d_3 = 4 \cdot \epsilon_{cb} / a_v$ – эквивалентный диаметр насадки, м; ϵ_{cb} – свободный объем насадки, м³/м³; ρ – плотность среды, кг/м³.

Таким образом, выражение энергетического коэффициента для смесителя примет вид

$$E = \frac{\beta_d \cdot a_v \cdot S \cdot L}{\xi \cdot \frac{L}{d_3} \cdot \frac{\rho \cdot u_0^2}{2 \cdot \epsilon_{cb}^2} \cdot u_0 \cdot S} = \frac{8 \cdot \beta_d \cdot \epsilon_{cb}}{\xi \cdot \rho \cdot u_0 \cdot u_{cp}^2} = \frac{8 \cdot \beta_d}{\xi \cdot \rho \cdot u_{cp}^3}, \quad (5)$$

где $u_{cp} = u_0 / \epsilon_{cb}$ – средняя скорость среды в насадке, м/с.

Запишем энергетический коэффициент в безразмерном виде через число Стантона

$$E = \frac{8 \cdot St_d}{\xi \cdot \rho \cdot u_{cp}^2}, \quad (6)$$

где $St_d = \beta_d / u_{cp}$ – число Стантона.

Итак, основная задача при определении энергетического коэффициента сводится к нахождению коэффициента скорости переноса частиц β_d и коэффициента гидравлического сопротивления насадочного слоя ξ .

Следует отметить, что коэффициент гидравлического сопротивления определяется экспериментально по значениям ΔP на основе выражения (4).

Коэффициенты гидравлического сопротивления насадочного слоя для некоторых видов насадок находятся по следующим известным выражениям [4]:

для кольцевых насадок

$$\xi = \frac{16}{Re_3^{0,2}}, \quad (7)$$

для шарообразных насадок

$$\xi = 4 \cdot \left(\frac{36,3}{Re_3} + 0,45 \right), \quad (8)$$

для седлообразных насадок

$$\xi = \frac{133}{Re_3} + 2,34. \quad (9)$$

Определение коэффициента скорости переноса частиц

Выражение коэффициента скорости переноса частиц запишем на основе аналогии переноса импульса и массы [2]

$$\beta_d \approx \frac{\gamma}{(1 + \omega_E \cdot \tau_p)}, \quad (10)$$

где γ – коэффициент переноса импульса, м/с; ω_E – угловая частота турбулентных низкочастотных пульсаций, с⁻¹; τ_p – время релаксации, с.

Тогда сопротивление скорости переносу частиц в пристенном слое с учетом аналогии (10) примет вид [2]

$$\frac{1}{\beta_d} = \int_0^\delta \frac{j_{\text{ч}}^* dy}{(v + v_T) \cdot (1 + \omega_E \cdot \tau_p)}, \quad (11)$$

где $j_{\text{ч}}^*$ – относительный поток массы частиц; v – коэффициент кинематической вязкости, м²/с; v_T – коэффициент кинематической турбулентной вязкости, м²/с.

Характеристики турбулентного обмена запишем на основе трехслойной модели турбулентного пограничного слоя, с учетом затухания турбулентных пульсаций [5]

$$\frac{v_T}{v} = 0,001 (y^+)^3, \text{ где } y^+ \in [0; 5], \quad (12)$$

$$\frac{v_T}{v} = 0,012 (y^+ - 1,6)^2, \text{ где } y^+ \in [5; 20], \quad (13)$$

$$\frac{v_T}{v} = \chi (y^+ - 10), \text{ где } y^+ \in [20; \delta]. \quad (14)$$

$$\beta_d = \frac{1,85 \cdot \text{Re}_3^{0,75} \cdot (v / d_3) \cdot (\xi / 2)^{0,25}}{(1 + \omega_E \cdot \tau_p) \cdot \left[1,48 \cdot \text{Re}_3^{0,125} / \xi^{0,25} + 2,5 \ln(4 \cdot \text{Re}_3^{0,125} \cdot \xi^{0,5}) \right]}, \quad (20)$$

где $\text{Re}_3 = u_{\text{cp}} \cdot d_3 / \nu$ – эквивалентное число Рейнольдса.

Угловая частота турбулентных низкочастотных пульсаций находится из выражения [7]

$$\omega_E = \frac{u_*}{0,05 \cdot d_3}, \quad (21)$$

а время релаксации как [7]

$$\tau_p = \frac{|\rho - \rho_d| \cdot d_d^2}{18 \cdot \mu}, \quad (22)$$

где ρ_d – плотность дисперсной фазы, кг/м³; d_d – диаметр дисперсной фазы, м; μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с.

Для насадочного смесителя безразмерный комплекс Стантона с учетом выражений (20)–(22) получит вид

$$\text{St}_d = \frac{1,85 \cdot (\xi / 2)^{0,25}}{\left(1 + \frac{1,73 \cdot \text{Re}_3^{0,75} \cdot \xi^{0,25} \cdot |\rho - \rho_d| \cdot d_d^2}{\rho \cdot d_3^2} \right) \cdot \left[1,48 \cdot \text{Re}_3^{0,125} / \xi^{0,25} + 2,5 \ln(4 \cdot \text{Re}_3^{0,125} \cdot \xi^{0,5}) \right] \cdot \text{Re}_3^{0,25}}. \quad (23)$$

На основе выражения (11), используя трехслойную модель турбулентного пограничного слоя (12)–(14), произведено интегрирование и получен коэффициент скорости переноса частиц [2]

$$\beta_d = \frac{u_*}{(1 + \omega_E \cdot \tau_p) \cdot \left[R_1 + \frac{1}{\chi} \ln(\chi R_\delta / R_0) \right]}, \quad (15)$$

где u_* – динамическая скорость, м/с; $R_1 = 5$ – безразмерная толщина вязкого подслоя; R_δ – безразмерная толщина пограничного слоя; R_0 – безразмерная толщина вязкого подслоя.

Средняя динамическая скорость на поверхности неупорядоченных насадок определяется как [6]

$$u_* = 1,85 \cdot \frac{v}{d_3} \cdot \text{Re}_3^{0,75} \cdot (\xi / 2)^{0,25}. \quad (16)$$

Выражение безразмерной толщины пограничного слоя имеет вид [3]

$$R_\delta = 6,49 \cdot (\text{Re}_3 \cdot \xi)^{0,25}. \quad (17)$$

Характеристики пограничного слоя на стенке канала с насадкой находятся из следующих выражений [3]:

$$R_1 = 1,48 \cdot \text{Re}_3^{0,125} / \xi^{0,25}, \quad (18)$$

$$R_0 = 0,64 \cdot \text{Re}_3^{0,125} / \xi^{0,25}. \quad (19)$$

Тогда коэффициент скорости переноса частиц примет вид [2]

Результаты исследования и их обсуждение

Проведем сравнительную энергетическую оценку статического смесителя, заполненного насадочными слоями различной формы, в зависимости от числа Рейнольдса.

Рассматриваемый диапазон чисел Рейнольдса $Re_3 = 50 \div 1000$.

Параметры мазута:

температура $t_m = 80^\circ\text{C}$;

плотность $\rho_m = 990 \text{ кг/м}^3$;

коэффициент кинематической вязкости $\nu = 9,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$.

Характеристики дисперсной фазы:

$d_q = 0,09 \text{ мм}$;

$\rho_q = 876 \text{ кг/м}^3$.

В качестве насадок рассматривались три вида хаотичных насадок с близкими номинальными размерами:

1) стальные кольца Палля (разм. 15 мм), с техническими характеристиками: $d_3 = 0,01 \text{ м}$, $a_v = 380 \text{ м}^2/\text{м}^3$, $\varepsilon_{cb} = 0,93 \text{ м}^3/\text{м}^3$;

2) шарообразная насадка (разм. 14 мм), с техническими характеристиками: $d_3 = 0,006 \text{ м}$, $a_v = 273 \text{ м}^2/\text{м}^3$, $\varepsilon_{cb} = 0,41 \text{ м}^3/\text{м}^3$;

3) седлообразная насадка Инталокс (разм. 12,5 мм), с техническими характеристиками: $d_3 = 0,005 \text{ м}$, $a_v = 625 \text{ м}^2/\text{м}^3$, $\varepsilon_{cb} = 0,78 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Для упрощения расчетов вычисления проводились с применением программного обеспечения MathCad 15.

Полученные результаты представлены на рис. 1 в виде зависимости энергетического коэффициента E от числа Рейнольдса Re_3 .

Процесс смешения сред в аппаратах со смесительными элементами (вставками) напрямую связан с гидродинамическими особенностями обтекания элементов структуры насадочного слоя.

Так как насадки имеют разнообразную форму (кольца, шары, седла), то каналы, об-

разованные пустотами в слоях элементов, имеют сложную конфигурацию, благодаря этому поток жидкости, двигаясь через насадочный слой, одновременно обтекает отдельные элементы слоя и движется внутри каналов сложной формы.

Шары имеют правильную геометрическую форму, не имеющую внутренней полости, вследствие чего они имеют низкую пропускную способность, в отличие от двух других форм насадок, что в целом приводит к небольшой энергетической эффективности.

Поверхность седел Инталокс, благодаря своей особенности формы, смачивается лучше, чем поверхности других форм, что приводит к высокой эффективности, однако они имеют достаточно высокие значения коэффициента гидравлического сопротивления, которые в ряде случаев возрастают значительно быстрее, чем значения коэффициента скорости переноса частиц.

Среди рассматриваемых насадок необходимо выделить как наиболее эффективные – кольца Палля, вследствие своих конструктивных особенностей, при их использовании получаем наибольшие значения E энергетического коэффициента.

Далее для оценки влияния размера насадки на эффективность работы смесителя насадочного типа рассмотрим в качестве насадок стальные кольца Палля различного диаметра:

1) стальные кольца Палля (разм. 15 мм), с техническими характеристиками: $d_3 = 0,01 \text{ м}$, $a_v = 380 \text{ м}^2/\text{м}^3$, $\varepsilon_{cb} = 0,93 \text{ м}^3/\text{м}^3$;

2) стальные кольца Палля (разм. 25 мм), с техническими характеристиками: $d_3 = 0,017 \text{ м}$, $a_v = 220 \text{ м}^2/\text{м}^3$, $\varepsilon_{cb} = 0,92 \text{ м}^3/\text{м}^3$;

3) стальные кольца Палля (разм. 50 мм), с техническими характеристиками: $d_3 = 0,033 \text{ м}$, $a_v = 108 \text{ м}^2/\text{м}^3$, $\varepsilon_{cb} = 0,95 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

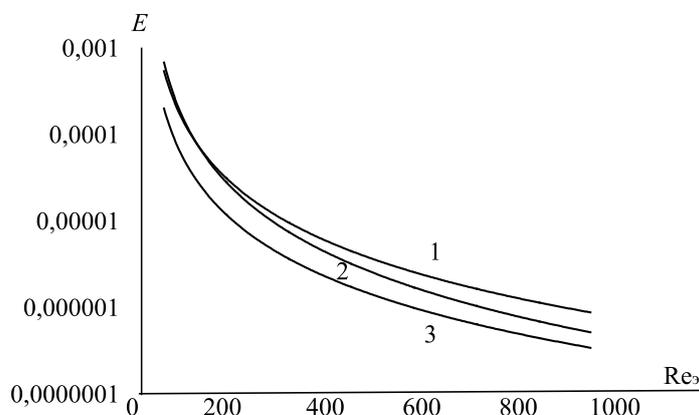


Рис. 1. Зависимость энергетического коэффициента E от числа Рейнольдса Re_3 ; 1 – стальные кольца Палля (разм. 15 мм); 2 – стальные шары (разм. 14 мм); 3 – седла Инталокс (12,5 мм)

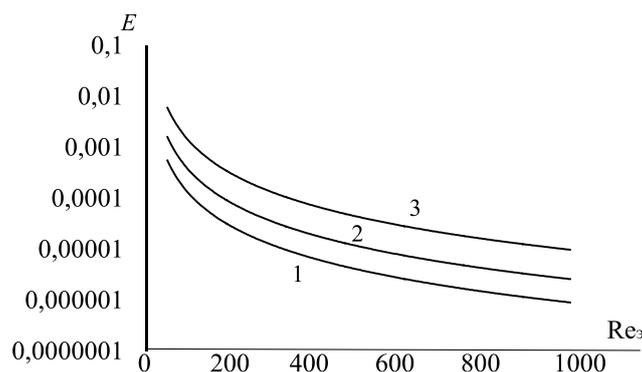


Рис. 2. Зависимость энергетического коэффициента E от числа Рейнольдса Re_z :
 1 – стальные кольца Палля (разм. 15 мм); 2 – стальные кольца Палля (разм. 25 мм);
 3 – стальные кольца Палля (разм. 50 мм)

Полученные результаты представлены на рис. 2 в виде зависимости энергетического коэффициента E от числа Рейнольдса Re_z .

Как показывает график, наибольшие значения энергетического коэффициента E имеют кольца Палля разм. 50 мм, что связано с их основными характеристиками, они имеют небольшие значения коэффициента гидравлического сопротивления и высокую производительность.

Выводы

С точки зрения интенсификации процесса смешения, при минимальных затратах энергии на преодоление возросшего сопротивления потоку, представляется интересным применение сравнительно крупной насадки.

Во всех рассмотренных случаях с увеличением числа Рейнольдса мощность на прокачивание среды быстро нарастает пропорционально увеличению средней скорости среды $u_{ср}^2$, и значение коэффициента энергетической эффективности E снижается.

Данный подход определения энергетической эффективности позволяет вводить

наименьшее количество эмпирических параметров и при такой постановке об объекте моделирования достаточно знать эмпирическую информацию значения перепада давления рабочей зоны и определить коэффициент скорости переноса частиц.

Список литературы

1. Башаров М.М., Лаптев А.Г. Комплексная оценка тепломассообменных и энергетических характеристик контактных устройств // Надежность и безопасность энергетики. 2014. № 4. С. 50–54.
2. Дударовская О.Г. Модели интенсифицированного тепломассообмена и смешения сред в каналах с хаотичными насадочными слоями: дис. ... канд. техн. наук. Казань, 2016. 202 с.
3. Лаптев А.Г., Фарахов Т.М., Дударовская О.Г. Эффективность явлений переноса в каналах с хаотичными насадочными слоями. СПб.: Страта, 2016. 214 с.
4. Каган А.М., Лаптев А.Г., Пушнов А.С., Фарахов М.И. Контактные насадки промышленных тепломассообменных аппаратов. Казань: Отечество, 2013. 454 с.
5. Owen P. Dust deposition from a turbulent airstream. Aerodynamic Capture of Particles. 1960. P. 8–25.
6. Лаптев А.Г., Фарахов Т.М., Дударовская О.Г. Модели турбулентной вязкости и перемешивания в каналах и насадочных проточных смесителях // Журнал прикладной химии. 2013. Т. 86, № 7. С. 1112–1131.
7. Медников Е.П. Турбулентный перенос и осаждение аэрозолей. М.: Наука, 1980. 176 с.