

## ИНТЕНСИФИКАЦИЯ И РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ С ХАОТИЧНЫМИ НАСАДКАМИ (УПАКОВКАМИ)

К. т. н. Фарахов Т. М.<sup>1</sup>,  
инж. Афанасьев Е. П.<sup>2</sup>,  
д. т. н., проф. Лаптев А. Г.<sup>3</sup> (ООО  
«Инженерно-внедренческий центр  
«Инжехим», ОАО «Сургутский завод  
по стабилизации конденсата», ФГБОУ  
ВПО «КГЭУ»)

**АННОТАЦИЯ.** Рассмотрена математическая модель расчета эффективности теплообмена в каналах с мелкими хаотичными элементами. Использован метод единиц переноса из теории массопередачи для насадочных колонн. Получены выражения для определения длины зоны охлаждения (или нагрева) среды в хаотичном слое. Выполнена сравнительная оценка длины зоны нагрева при движении теплоносителя в пустотелой трубе при ламинарном режиме и турбулентном режиме в трубе с насадкой.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** хаотичный слой, теплообмен, интенсификация процесса, теплогидравлическая эффективность.

**ABSTRACT.** Mathematical model for calculating heat transfer efficiency with small channels chaotic elements. The method of transfer of the theory of mass transfer units for packed columns. The expressions to determine the length of the cooling zone (or heating) in the chaotic layer of the medium. Also, make a comparative assessment of the length of the heating zone when the coolant flows in a hollow pipe under laminar and turbulent flow in a pipe with a nozzle.

**KEY WORDS:** chaotic layer, heat transfer, process intensification, thermal hydraulic efficiency.

Надежность и эффективность работы промышленных установок в различных отраслях промышленности и энергетике в значительной мере зависят от работы теплообменного оборудования. Для повышения эффективности теплообменников используются различные активные и пассивные методы. Пассивные методы заключаются в физическом воздействии на поток за счет создания искусственных препятствий на пути потока (шероховатость, выступы, накатки, закручивающие устройства и т. д.). Одним из таких способов является установка в канал пористых вставок или хаотичных насадок (упаковок). Хаотичные насадки создают интенсивный турбулентный режим движения теплоносителей и значительно повышают коэффициент теплоотдачи (в 20–80 раз). Особенно эффективны насадки для режима ламинарного течения среды, а за счет хаотичного слоя создается турбулентность ( $Re_3 > 40$ ) [1, 2], где  $Re_3 = u_{cp} d_3 / \nu$ ;  $u_{cp}$  — средняя скорость потока в насадке, м/с;  $d_3$  — эквивалентный диаметр насадки;  $\nu$  — коэффициент кинематической вязкости среды, м<sup>2</sup>/с. Средняя скорость среды в насадочном слое связана со средней скоростью в трубе  $u_0$  без насадки  $u_{cp} = u_0 / \epsilon_{cb}$ , где  $\epsilon_{cb}$  — удельный свободный объем насадки, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>. Для большинства насадок  $\epsilon_{cb} = 0,95 \div 0,7$ ;  $d_3 = 0,01 \div 0,025$  м.

Например, в насадке при  $Re_3 = 50$  режим турбулентный, а в трубе число Рейнольдса определяется зависимостью  $Re_d = 50 d_{cb} / d_3$  ( $Re_d = u_0 d / \nu$ ). Тогда в пустотелой трубе режим ламинарный, а с насадкой — турбулентный. Вид канала с хаотичной насадкой показан на рис. 1.

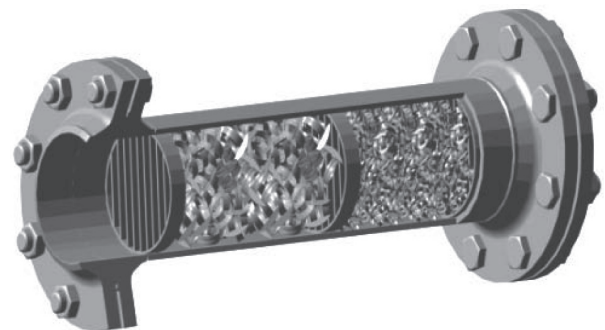


Рис. 1. Канал с хаотичной насадкой различного размера.



Рис. 2. Насадка «Инжехим».

<sup>1</sup> 420049, Казань, ул. Шаяпина, д. 14/83

<sup>2</sup> 628412, Ханты-Мансийский автономный округ — Югра, Сургут, ул. Университетская, 1

<sup>3</sup> 420066, Казань, ул. Красносельская, 51

На рис. 2 показан элемент хаотичной насадки «Инжехим» с шероховатой поверхностью [3].

Далее рассмотрена математическая модель для расчета длины упаковки хаотичной насадки при заданном температурном режиме и расходе теплоносителя при турбулентном режиме, а также представлены сравнительные данные по теплоотдаче в канале с различными способами интенсификации.

Процесс переноса теплоты от поверхности элементов слоя к потоку газа (жидкости), проходящему сквозь слой, встречается в различных технологиях. Примерами таких процессов могут служить сжигание топлива в слое, нагревание материала в шахтах и доменных печах, некоторые процессы гетерогенного катализа, сушка в слое. Для значительной части технологических процессов в стационарном (неподвижном) хаотичном слое характерно непостоянство температур как в объеме, так и во времени. Однако при моделировании таких процессов хаотичный слой с движущимся через него потоком газа или жидкости принимается как квазигомогенная среда, в которой усреднение температур и скоростей производится в объемах, больших, чем объем отдельного элемента (зерна) [2].

В химической технологии для расчета массообменных насадочных колон широко применение получил метод чисел единиц переноса [1], который дает удовлетворительные результаты при расчете статических проточных смесителей с насадками, флотаторов, газосепараторов и др. аппаратов [4–6]. Этот метод предполагает идеальное вытеснение потока, что обеспечивается при числе Пекле по перемешиванию  $Re_n > 20$ ,  $Re_n = u_{cp} H / D_n$ ; где  $H$  — рабочая длина аппарата (слоя), м;  $D_n$  — коэффициент обратного перемешивания,  $m^2/c$  [1–3].

Рассмотрим применение данного метода для вычисления длины слоя в канале (трубе) с хаотичной насадкой.

Количество переданного тепла  $Q$  (Вт) в канале запишем по уравнению баланса, например, при нагревании жидкости при прохождении сквозь слой

$$Q = Lc_p(t_k - t_n), \quad (1)$$

по уравнению теплопередачи

$$Q = kF\bar{\Delta t} = kNa_v S\bar{\Delta t}, \quad (2)$$

где  $L$  — массовый расход теплоносителя (жидкости), кг/с;  $c_p$  — удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К);  $k$  — коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $H$  — длина слоя насадки, м;  $F$  — поверхность теплопередачи (насадки), 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>;  $t_n, t_k$  — начальная и конечная температуры теплоносителя, °С;  $\bar{\Delta t}$  — средняя движущая сила теплопередачи, °С.

Из (1) и (2) длина слоя насадки будет равна

$$H = \frac{Lc_p}{ka_v S p} \frac{(t_k - t_n)}{\Delta t}, \quad (3)$$

где в правой части первый множитель называют высотой единиц переноса, а второй — число единиц переноса.

С учетом длины участка гидродинамической стабилизации потока, примерно равным  $\sim 5d_3$  [2], и учитывая, что  $u_{cp} = L / (S \epsilon_{cb} \rho)$  получим

$$H = 5d_3 + \frac{u_{cp} \epsilon_{cb} c_p \rho (t_k - t_n)}{ka_v \Delta t}. \quad (4)$$

Коэффициент теплопередачи от хаотичного слоя в окружающей поток жидкости или газа равен коэффициенту теплоотдачи от насадочных элементов.

Число Нуссельта для канала с хаотичной насадкой получено в виде [7]

$$Nu_3 = 0,175 Re_3^{0,75} (\xi/2)^{0,25} Pr^{0,33}, \quad (5)$$

где  $Nu = \alpha d_3 / \lambda$  — число Нуссельта;  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи от элементов хаотичного слоя, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности среды, Вт/(м·К);  $Pr$  — число Прандля;  $\xi$  — коэффициент гидравлического сопротивления насадки,  $\xi = f(Re_3) [1–3]$ .

Тогда из (4) и (5) при нагреве жидкости (или газа в слое), имеем

$$H = 5d_3 + 5,71 \frac{Re_3^{0,25} Pr^{0,66} (t_k - t_n)}{a_v (\xi/2)^{0,25} \Delta t}. \quad (6)$$

Учитывая, что  $Re_3 = Re_d d_3 / d \epsilon_{cb}$  запишем (6) в виде

$$H = 5d_3 + 5,71 \left( \frac{d_3}{d \epsilon_{cb}} \right)^{0,25} \frac{Re_d^{0,25} Pr^{0,66} (t_k - t_n)}{a_v (\xi/2)^{0,25} \Delta t}. \quad (7)$$

В результате получили формулу для вычисления длины слоя насадки, которая при заданном расходе теплоносителя и температурного профиля на входе и выходе, обеспечивает заданное охлаждение слоя (нагрев жидкости).

Например при стационарном нагреве воды в слое с  $t_n = 20^\circ C$ , до  $t_k = 80^\circ C$ ,  $\Delta t = 50^\circ C$ ; число Прандля при средней температуре воды  $t_{cp} = 60^\circ C$ :  $Pr = 3,0$ .

Насадка «Инжехим-2002» ( $50 \times 40 \times 35$  мм);  $\alpha_v = 200$  м<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>;  $\epsilon_{cb} = 0,95$  м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  $d_3 = 0,019$  м. Коэффициент гидравлического сопротивления такой насадки [3]

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

В результате расчетов при  $Re_3 = 10^3$ ; диаметре трубы  $d = 0,1$  м;  $Re_d = 5000$ ;  $\xi = 1,1$  длина слоя насадки по формуле (6) или (7)  $H = 0,45$  м.

Хаотичный насадочный слой в теплообменных трубах может использоваться в качестве интенсификаторов теплоотдачи. В таком случае пристеночный коэффициент теплоотдачи определяется суммой [2]

$$Nu_{ст} = Nu_{ст}^0 + Nu_3, \quad (9)$$

где  $Nu_{ст}^0$  постоянная составляющая пристенной теплоотдачи, связанная с теплопроводностью материала насадки и теплопроводностью среды у стенки на расстоянии  $0,5d_3$ . Для насадки с большим удельным свободным объемом  $\varepsilon_{св} > 0,9$ , составляющей  $Nu_{ст}^0$  можно пренебречь и выполнять расчет  $Nu_{ст}$  (9) с использованием формулы (5).

На рис. 3 даны зависимости комплекса  $Nu = (\alpha_{ст} d / \lambda) / Pr^{0,33}$  от числа Рейнольдса для трубы с различными элементами интенсификации при ламинарном режиме [8]. Линии 1–3 — расчет по выражению (5); 4–6 — данные из работы [8]. Из рисунка следует, что наибольшая эффективность теплоотдачи наблюдается с хаотичными насадками, которые обеспечивают переход от ламинарного режима к турбулентному. Однако, практически любой метод интенсификации вызывает повышенное гидравлическое сопротивление потока в канале. Если имеются ограничения по перепаду давления по теплообменному аппарату, то возможно чередование насадочных слоев [9]. Например, слой насадки размещается длиной 10 диаметров трубы, а затем участок трубы без насадки и далее опять с насадкой. Причем, после хаотичного слоя на участке без насадки создается входной эффект и с высокой интенсивностью турбулентности и теплоотдачи (в 3–4 раза выше, чем на участке стабилизированного течения). Если в канале с насадкой коэффициент теплоотдачи повышается, например в 50 раз (рис. 3), на участке без насадки примерно в 4 раза, тогда суммарная требуемая поверхность теплоотдачи будет меньше в 27 раз, по сравнению с трубой без интенсификации. Одним из существенных ограничений на использование такого способа интенсификации является наличие возможных загрязнений теплоносителей механическими включениями, а также термополимеризация некоторых сред в нефтехимии (например, при работе девинилосодержащими смесями).

## Выводы

Рассмотрен процесс теплообмена в каналах с хаотичными мелкими насадками (элементами). Представлены два случая: внутренняя задача — теплообмен слоя с потоком жидкости или газа, проходящего сквозь слой и внешняя задача — теплообмен через стенку канала, в котором расположена насадка. Для первого случая с использованием метода единиц переноса получено выражение для расчета длины хаотичного слоя по заданным начальным и конечным температурам. Для второго случая даны сравнительные характеристики по теплоотдаче в каналах с различными способами интенсификации. Сделан вывод о том, что размещение хаотичных элементов обеспечивает наибольшую эффективность теплообмена, но имеет повышенное ги-

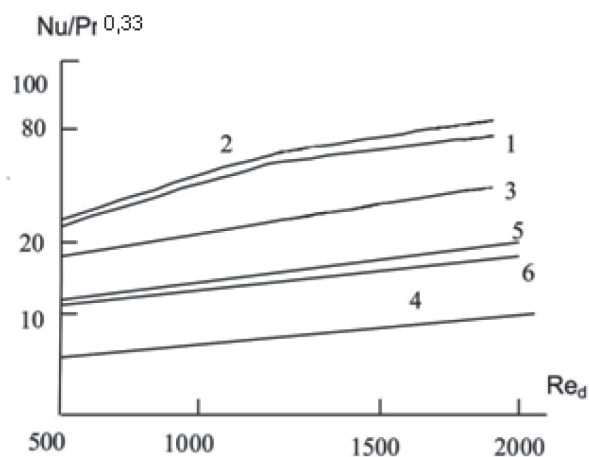


Рис. 3. Зависимость безразмерного комплекса  $Nu / Pr^{0,33}$  от числа Рейнольдса  $Re_d$  в каналах: 1 — с насадками «Инджехим-2003М»; 2 — с кольцами Рашига; 3 — с седлами «Берля»; 4 — без насадки (пустотелая труба); 5 — с кольцевыми выступами  $S/d = 1,66$ ; 6 — с кольцевыми выступами  $S/d = 1,94$  ( $S/d$  — отношение шага к диаметру трубы).

дравлическое сопротивление. Даны рекомендации по расположению насадок в каналах.

*Статья выполнена в рамках проектной части государственного задания №13.405.2014/К в сфере научной деятельности.*

## Литература

1. Рамм В. М. Абсорбция газов — М.: Химия, 1976. — 655 с.
2. Аэров М. Э., Тодес О. М., Наринский Д. А. Аппараты со стационарным зернистым слоем — Л.: Химия, 1979. — 176 с.
3. Контактные насадки промышленных теплообменников аппаратов / А. М. Каган, А. Г. Лаптев, А. С. Пушнов, М. И. Фарахов — Казань: Отечество, 2013. — 454 с.
4. Лаптев А. Г., Фарахов Т. М., Дударовская О. Г. Определение длины насадочной части статического проточного смесителя // Вода: химия и экология, 2014. №5. С. 94–97.
5. Лаптев А. Г., Лаптева Е. А. Методы определения конструктивных характеристик и эффективности барботажного флотатора // Вода: химия и экология, 2015, №4. С. 69–76.
6. Лаптев А. Г., Башаров М. М. Метод единиц переноса для расчета насадочных газосепараторов аэрозолей // Вестник технологического университета. 2015. Т.18, №21. С. 43–46.
7. Laptev A. G., Farakhov T. M. The mathematical model of heat transfer in channels containing packed and granular layers // Thermal engineering, 2015. Т. 62, №1. С. 76–80.
8. Назмеев Ю. Г. Теплообмен при ламинарном течении жидкости в дискретно-шероховатых каналах. М.: Энергоатомиздат, 1998. 376 с.
9. Патент 159510 Россия, МПК F28D/10 Теплообменник / Лаптев А. Г., Дударовская О. Г., Фарахов Т. М. №2015129176, заявл. 16.07.2015, опубл. 20.01.2016.

