

ВЗАИМОСВЯЗЬ ПЕРЕНОСА ТЕПЛА И ИМПУЛЬСА В КАНАЛАХ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В работе исследуется зависимость между интенсификацией теплообмена и гидравлическим сопротивлением в каналах пластинчатых теплообменных аппаратов (ПТА) с помощью модифицированной аналогии Рейнольдса передачи тепла и импульса. Получено соотношение между интенсификацией теплообмена и гидравлическим сопротивлением. Предложена формула, позволяющая оценить долю потерь давления из-за трения в общем гидравлическом сопротивлении. Полученная модель позволяет рассчитать теплоотдачу в каналах ПТА на основе данных о гидравлическом сопротивлении основного теплопередающего поля межпластинных каналов. Расчеты сравниваются с литературными данными по экспериментам в каналах с гофрированными стенками. Хорошее соответствие расчетных данных с опытными подтверждает допущение о существовании в каналах ПТА аналогии между передачей тепла и импульса в предложенном виде.

Введение. Пластинчатые теплообменные аппараты (ПТА) в настоящее время широко используются в промышленности. Их применение экономит много места и металла, они обладают высокой степенью надежности и работоспособности по сравнению с кожухо-трубчатыми аппаратами. Принципы их конструкции и методы проектирования подробно изложены в литературе [1]. Тепловые и гидравлические характеристики ПТА определяются, главным образом, интенсификацией процессов теплопередачи в каналах сложной геометрии, которые образуются гофрированными пластинами, изготовленными из тонких листов металла. Взаимосвязь между передачей тепла и импульса в таких каналах очень важна при выборе вида гофрировки и для правильного проектирования таких теплообменных аппаратов.

В работе [2] авторы использовали уравнение Левека для обобщения данных по теплопередаче в пластинчатых теплообменных аппаратах, имеющиеся в литературе. Для некоторых случаев точность вычислений высока, но иногда составляет 40–52 %. Отчасти это можно объяснить попыткой объединить вместе данные для моделей гофрированного поля ПТА и данные для коммерческих пластин. Анализ данных работы [3] показал, что распределение перепада давлений во входной и выходной зонах некоторых каналов ПТА, сформированных коммерческими пластинами шевронного типа, могут превышать 50 %, особенно при малых углах наклона гофр к вертикальной оси пластины. Другая причина заключается в точности применяемых соотношений между теплопередачей и гидравлическим сопротивлением. В настоящей работе исследование проводится на основе данных по гидравлическому сопротивлению для основного гофрированного поля каналов ПТА.

Преобразование аналогии Рейнольдса для каналов ПТА. Предположим, что зависимость между теплопередачей и касательным напряжением на стенке канала в ПТА аналогична зависимости для труб. Для труб справедлива аналогия Рейнольдса и, как показано в [4], для каналов ПТА можно вывести следующую зависимость:

$$Nu = 0.065 \cdot Re^{6/7} \cdot (\psi \cdot \zeta_s)^{3/7} \cdot Pr^{0.4} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}, \tag{1}$$

где μ и μ_w – динамическая вязкость при температуре потока и стенки; $Nu = h \cdot d_e / \lambda$ – число Нуссельта; λ – удельная теплопроводность потока, Вт/м·К; d_e – эквивалентный диаметр канала, м; h – коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·К; Pr – число Прандтля; ζ_s – коэффициент сопротивления, учитывающий потери давления в каналах; ψ – доля потерь давления за счет трения о стенку в общем падении давления; $Re = w \cdot d_e \cdot \rho / \nu$ – число Рейнольдса; w – скорость потока в каналах, м/с; ν – кинематическая вязкость, м²/с.

Для расчета коэффициента сопротивления ζ в основном гофрированном поле каналов ПТА будем использовать зависимость предложенную в работе [5]. Она позволяет получить значение ζ для широкого ряда параметров гофрировки шевронных пластин. Данная зависимость имеет следующий вид:

$$\zeta = 8 \cdot \left[\left(\frac{12 + p2}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}};$$

$$A = \left[p4 \cdot \ln \left(\frac{p5}{\left(\frac{7 \cdot p3}{\text{Re}} \right)^{0.9} + 0.27 \cdot 10^{-5}} \right) \right]^{16};$$

$$B = \left(\frac{37530 \cdot p1}{\text{Re}} \right)^{16} \quad (2)$$

где $p1, p2, p3, p4, p5$ – параметры, зависящие от формы гофрировки канала.

$$p1 = \exp(-0.15705 \cdot \beta); \quad p2 = \frac{\pi \cdot \beta \cdot \gamma^2}{3}; \quad p3 = \exp\left(-\pi \cdot \frac{\beta}{180} \cdot \frac{1}{\gamma^2}\right);$$

$$p4 = \left(0.061 + \left(0.69 + \text{tg}\left(\beta \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right)^{-2.63} \right) \cdot (1 + (1 - \gamma) \cdot 0.9 \cdot \beta^{0.01}); \quad p5 = 1 + \frac{\beta}{10}, \quad (3)$$

где $\gamma = 2b/S$ – параметр профиля гофрировки; β – угол гофрировки к продольной оси пластины; b – высота гофрировки, м; S – шаг гофры, м.

Коэффициент трения в соотношении (2) содержит эквивалентный диаметр канала $d_e = 2b$ и характерный размер – длину канала L . Соответственно, числа Рейнольдса и Нуссельта в формуле (1) должны быть пересчитаны для $d_e = 2b$ и коэффициент трения из уравнения (2) необходимо поделить на отношение фактической площади поверхности к расчетной Fx , т.е. $\zeta_s = \zeta / Fx$. Это сделано для того, чтобы учесть распределение касательного напряжения вдоль всей эффективной площади поверхности теплообмена, аналогично распределению коэффициента теплоотдачи. Для точного сравнения с данными эксперимента необходимо учитывать, что некоторые авторы используют гидравлический диаметр при обработке экспериментальных данных. Основным параметром, который не известен в уравнении (1), это распределение потерь давления из-за трения на стенке в общей потере напора ψ . Это значение можно оценить путем сравнения с экспериментальными данными по теплопередаче в моделях каналов ПТА. На рис. 1 представлены экспериментальные данные из работы [3] для четырех опытных образцов каналов ПТА. Параметры этих образцов приведены в таблице 1. Числа Нуссельта и Рейнольдса пересчитаны для $d_e = 2b$.

Таблица 1 – Геометрические параметры опытных образцов

Образец №	Шаг S, мм	Высота b, мм	β , градусы	Высота L, м	Высота W, мм	d_h , мм	Fx
1	18	5	60	1.0	225	9.6	1.15
2	36	10	60	1.0	225	19.3	1.15
3	18	5	45	1.0	225	9.3	1.15
4	18	5	30	1.0	225	9.0	1.15

Расогласования расчетов по формуле (1) при $\psi = 1$ с экспериментальными данными возрастают с увеличением угла гофрировки β и числа Рейнольдса. Анализ структуры потока в каналах ПТА, приведенный в работе [2], показал большее перемешивание при больших β и числах Рейнольдса. Перемешивание связано с отрывом потока, чему способствует увеличение профильного сопротивления и итоговое уменьшение доли падения давления ψ из-за сопротивления на стенке. Анализ значений ψ , полученных по формуле (1) при экспериментальных значениях Nu , позволил получить формулу, описывающую их

зависимость от β и числа Рейнольдса:

$$A = 380 / [\operatorname{tg}(\beta)]^{1.75};$$

$$\text{при } Re > A \quad \psi = \left(\frac{Re}{A}\right)^{-0.15 \cdot \sin(\beta)}; \text{ при } Re \leq A, \quad \psi = 1 \quad (4)$$

Анализ данных, представленных на рис. 1, приводит к следующим выводам. Уравнение (1) при ψ , рассчитанном по формуле (4), при сравнении с экспериментальными данными, представленными на рис. 1, дает среднеквадратичное отклонение, равное 6.2 %. Уравнения (1)–(4) представляют собой математическую модель, описывающую влияние геометрических параметров гофрировки на теплоотдачу. Учитывая, что зоны распределения потока промышленных пластин ПТА обычно занимают не более 15–20 % от общей теплопередающей поверхности, то они имеют меньшее влияние на общую теплоотдачу. Поэтому, можно ожидать значительную точность представленной математической модели применительно к промышленным ПТА, а не только для моделей гофрированного поля.

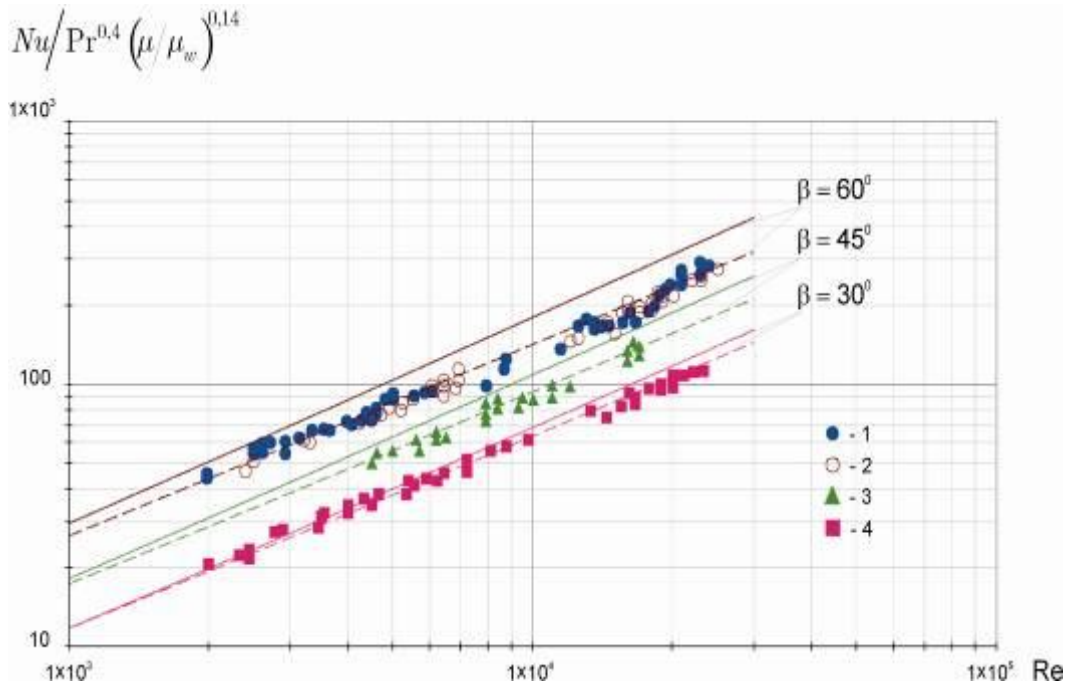


Рисунок 1 – Теплоотдача в образцах каналов ПТА, $\gamma = 0.556$

Линиями обозначены результаты расчетов по формуле (1):

— $\psi = 1$; - - - - - ψ по формуле (4),

1,2,3,4 – номера опытных образцов (см. Таблицу 1)

Сравнение модели с экспериментами. Сравнение с данными представленными в работе [6] приведено на рис. 2. Эти данные были получены при экспериментах, проведенных при температуре воздуха 368 и 463 К для моделей каналов с гофрированными стенками. Использовались гофры треугольной формы с закруглениями на концах (в основном равном 0.6 мм). Высота гофр для случаев, изображенных на рис. 2, была в пределах 1.12–1.22 мм. Предположим, что $Pr = 0.69$ и $(\mu/\mu_w)^{0.14} = 1$. Экспериментальные значения были умножены на $2b/d_h$ для того, чтобы сравнить их при одинаковых значениях эквивалентного диаметра. Расхождения для $\beta = 14^\circ, 18^\circ, 33^\circ$ и 48° не превышают 15 %. Для $\beta = 10^\circ$ ошибка достигает 25 % и можно сделать вывод, что нижний предел применения модели – $\beta = 14^\circ$. Верхняя граница, очевидно, ниже 72° , так как отклонение при $\beta = 72^\circ$ достигает 50 % при $Re < 800$.

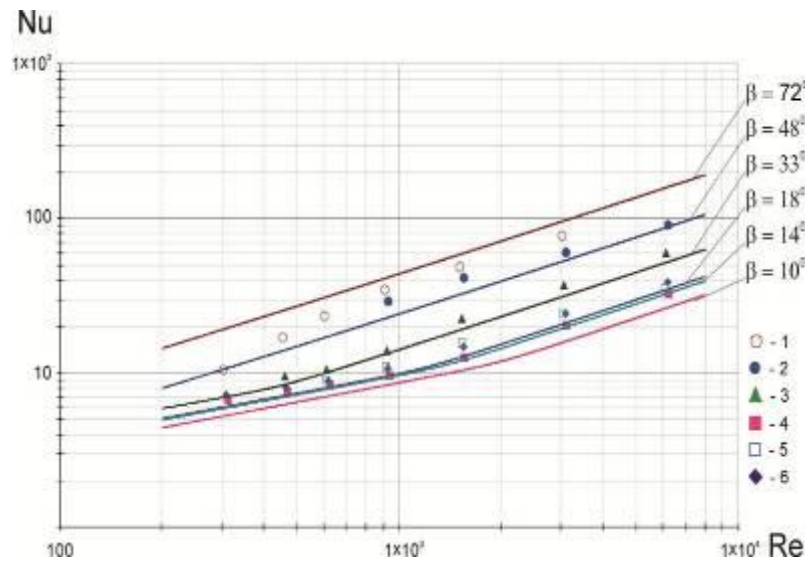


Рисунок 2 – Сравнение с данными работы [6]

Другое всестороннее исследование теплоотдачи с расширенным набором используемых пластин с различной гофрировкой было изложено в работе [7]. Данные этой работы представлены на рис. 3 точками, вычисленными по соотношениям из книги [1]. Уравнения были получены для значения степени при Pr , равном $1/3$. Для того, чтобы учесть различия экспоненты в уравнении (1), которое равно 0.4 , данные были скорректированы на 0.91 , так как среднее значение числа Прандтля для экспериментов с водой приблизительно равно 4 , следовательно множитель равен $4^{1/3} / 4^{0.4} = 0.91$. Значения геометрических параметров были взяты из работы [2]: $\gamma = 0.7$, $Fx = 1.26$. Результаты расчетов по формулам (1)–(4) представлены на рис. 3 сплошными линиями. Согласование с экспериментальными данными достаточно высоко для значений β от 23 до $23/90$ градусов. Отклонения не превышают 10% . Для более высоких значений β при комбинировании пластин с $\beta = 90^\circ$ и $\beta = 45^\circ$ (среднее значение $\beta = 67.5^\circ$) экспериментальные данные от 14 до 23% ниже, чем полученные согласно модели.

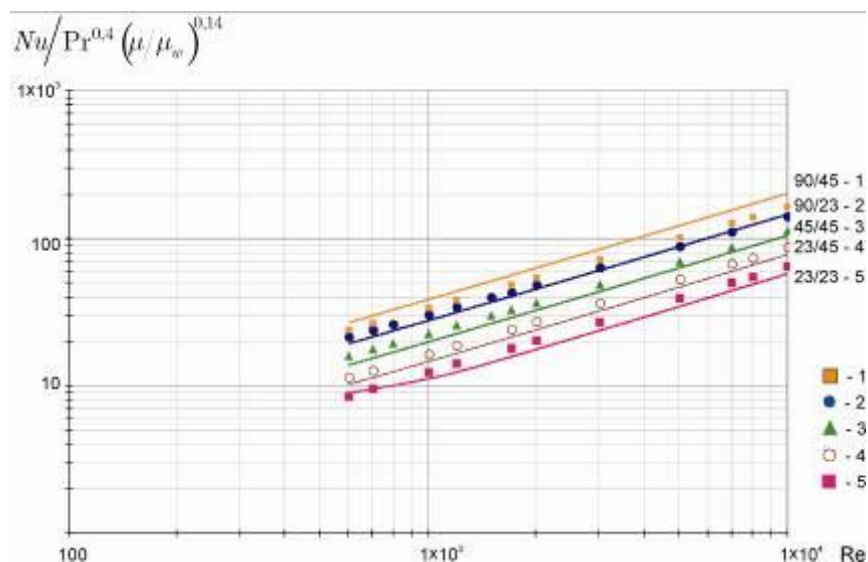


Рисунок 3 – Сравнение с данными работы [7]

$$1 - \beta = 90^\circ + 45^\circ; 2 - \beta = 90^\circ + 23^\circ; 3 - \beta = 45^\circ; 4 - \beta = 23^\circ + 45^\circ; 5 - \beta = 23^\circ$$

Исследование для $\beta = 65^\circ$ были изложены в работе [2]. Авторы представили исследования для двух моделей каналов ПТА с гофрировкой с углами $\beta = 65^\circ$ и $\beta = 28^\circ$. Исследования проводились для воды

и для воды и раствора глицерина. Данные для воды представлены для значений Рейнольдса больше 200. Данные по теплоотдаче этой работы представлены на рис. 4. Так как в этой работе был использован гидравлический диаметр $d_h = 2b / Fx$, то значения были скорректированы на $Fx = 1.19$ (в качестве множителя). Корректировка, аналогичная корректировке данных рис. 3, применялась для того, чтобы учесть разницу экспоненты при Pr. Данные были взяты из рисунка, представленного в цитируемой статье, поэтому точность удовлетворительна, но для $Re > 100$ можно оценить точность модели (сплошные линии на рис. 4) как достаточно высокую. Погрешность для $\beta = 65^\circ$ не превышает 10 %. Таким образом, можно сделать заключение, что верхняя граница применения модели – $\beta = 65^\circ$. Нижняя граница для чисел Рейнольдса может быть принята равной 100.

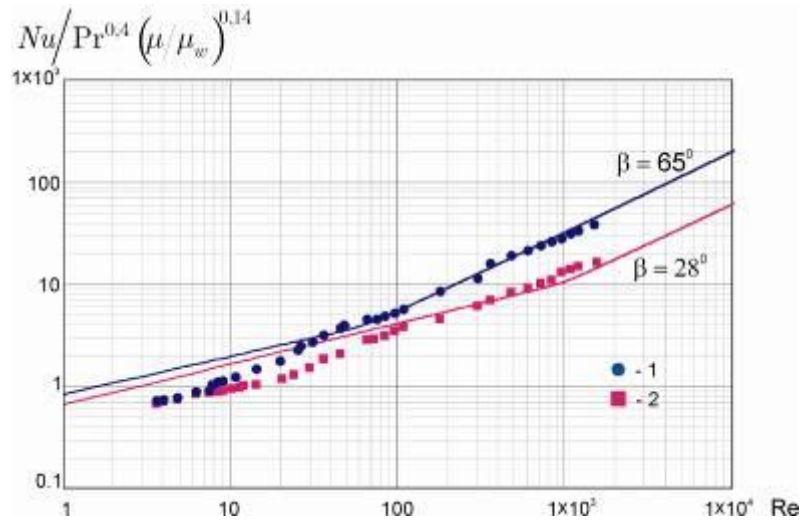


Рисунок 4 – Сравнение с данными по теплоотдаче работы [2]
 1 – $\beta = 61^\circ$, 2 – $\beta = 61^\circ + 31^\circ$, 3 – $\beta = 31^\circ$, ($\gamma = 0.588$, $Fx = 1.21$)

Данные по теплопередаче и коэффициенту трения для разных сочетаний двух коммерческих пластин с углами $\beta = 60^\circ$ и $\beta = 30^\circ$ представлены в работе [8]. В работе изложены исследования для охлаждения горячей воды ($2 < Pr < 6$) и в соотношениях использован эквивалентный диаметр $d_e = 2b$. Значение степени при Pr было взято 1/3, поэтому мы скорректировали результаты по аналогии с данными из рис. 3 и рис. 4. Расчеты согласно модели (сплошные линии на рис. 5) достаточно точны для угла $\beta = 60^\circ$ и комбинации пластин с $\beta = 60^\circ$ и $\beta = 30^\circ$ (среднее значение $\beta = 45^\circ$), ошибка составляет не более 10 %. Но для малого угла $\beta = 30^\circ$ модель дает результат, завышенный на 30 %. Это можно объяснить влиянием распределительных зон на входе и выходе при малой длине исследуемых пластин (расстояние между портами 392 мм, а длина основного гофрированного поля приблизительно $L_p = 280$ мм). В то время как площадь распределительных зон примерно 20 % от общей площади теплопередающей поверхности, на входе образуется высокий уровень турбулентности, что оказывает влияние на теплоотдачу по всей длине пластины, в особенности при малых β , когда гофрами образуется примерно 15 ячеек по длине канала. Для $\beta = 60^\circ$ число таких ячеек составляет 27, а для $\beta = 45^\circ$ – 23. Для такой пластины соотношение $L_p / d_e = 55$, но можно предположить, что подобного влияния не будет при $L_p / d_e > 100$. Данные по теплоотдаче для более длинных пластин, были изложены в работе [9]. В работе содержатся данные для коммерчески производимых пластин M10B производства Альфа Лаваль, которые приведены на рис. 6. Длина пластины составляет 720 мм и отношение L_p / d_e приблизительно равно 120. Ошибка прогноза модели не превышает 10 % для всех β , которые были равны 1) $\beta = 61^\circ$, 2) пластины с $\beta = 61^\circ$ и $\beta = 31^\circ$ (среднее значение $\beta = 46^\circ$), 3) $\beta = 31^\circ$. Это подтверждает достаточную точность разработанной

моделі при використанні применительно к коммерческим пластинам.

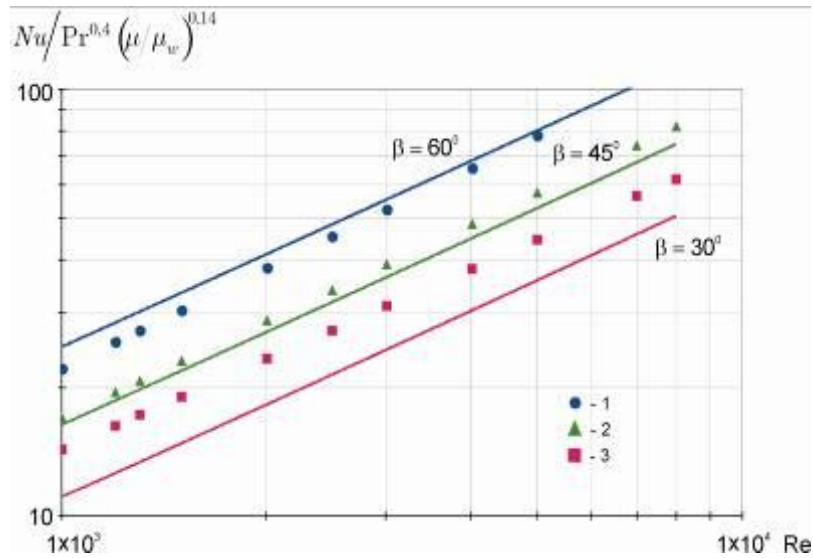


Рисунок 5 – Сравнение с данными работы [8]

1 – $\beta = 60^\circ$; 2 – $\beta = 60^\circ + 30^\circ$; 3 – $\beta = 30^\circ$ ($\gamma = 0.556$, $Fx = 1.29$)

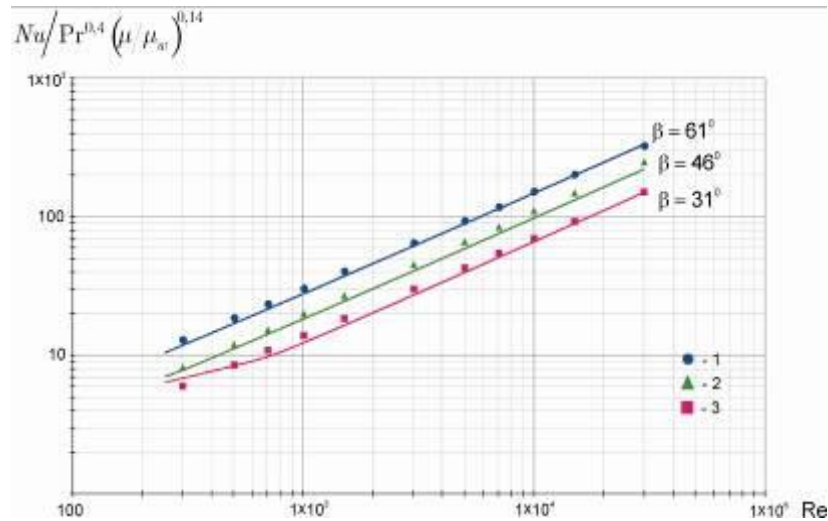


Рисунок 6 – Сравнение с данными работы [9]

1 – $\beta = 61^\circ$; 2 – $\beta = 61^\circ + 31^\circ$; 3 – $\beta = 31^\circ$ ($\gamma = 0.588$, $Fx = 1.21$)

Выводы. Представленная математическая модель позволяет спрогнозировать коэффициент теплоотдачи в каналах ПТА по данным геометрических параметров гофрировки, таких, как угол гофрировки β , определяющее соотношение γ , и коэффициент увеличения площади поверхности Fx . Сравнение с данными, доступными в литературе показали, что ошибка расчета теплоотдачи, прогнозируемой по предложенной модели, не превышает 15 % при следующих диапазонах параметров гофрировки: β от 14° до 65° ; γ от 0.5 до 1.5; Fx от 1.14 до 1.5. Результаты расчетов справедливы для чисел Рейнольдса от 100 до 25000 для обоих видов гофрировок: синусоидальной и треугольной со скругленными вершинами. Сравнение с данными для некоторых коммерческих пластин также дало хорошие результаты, но для углов β ниже 30° должно быть сделано ограничение для отношения длины пластины к эквивалентному диаметру (отношение L_p/d_e должно быть меньше 100).

Литература

1. Wang L., Sunden B., Manglik R.M. PHEs. Design, Applications and Performance. – Southampton: WIT Press, 2007.
2. Dović D, Palm B., Švaić S. Generalized correlations for predicting heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger channels of arbitrary geometry. // *Int. J. Heat and Mass Transfer*. – 2009. – Vol. 52. – p. 4553–4563.
3. Товажнянський Л.Л., Капустенко П.А., Цыбульник В.А. Теплообмен и гидравлическое сопротивление щелевидных каналов сетчато-поточного типа пластинчатых теплообменников // *Изв. вузов «Энергетика»* – М., 1980. – № 9. – с. 123–125.
4. Tovazhnyansky L.L., Kapustenko P.A. Intensification of heat and mass transfer in channels of plate condensers. // *Chem. Engineering Communications*. – 1984. – Vol. 31(6). – p. 351–366.
5. Арсеньева О.П. Обобщенное уравнение для расчета гидравлического сопротивления каналов пластинчатых теплообменников // *Интегрированные технологии и энергосбережение* – Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. – № 4. – с. 112–117.
6. Савостин А.Ф., Тихонов А.М. Исследование характеристик пластинчатых поверхностей нагрева // *Теплоэнергетика*. – 1970 – № 9. – с. 75–78.
7. Heavner R.L., Kumar H., Wanniarachchi A.S. Performance of an industrial plate heat exchanger: effect of chevron angle // *AIChE Symposium Series*. – New-York, 1993. – Vol. 89 (295). – p. 262–267.
8. A. Muley, R.M. Manglik. Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates // *ASME J. Heat Transfer*. – 1999. – Vol. 121. – p. 110–117.
9. Arsenyeva O., Tovazhnyansky L., Kapustenko P., Khavin G. Mathematical Modelling and Optimal Design of Plate-and-Frame Heat Exchangers. // *Chemical Engineering Transactions*. – 2009. – 18, 791–796 DOI: 10.3303/CET0918129.

УДК 66.045.01

Арсеньева О.П.

ПЕРЕДАВАННЯ ТЕПЛА ТА ІМПУЛЬСУ У КАНАЛАХ ПЛАСТИНЧАСТИХ ТЕПЛОБМІННИХ АПАРАТІВ

У статті розглянуто вплив між інтенсифікацією теплообміну та гідравлічним опором в каналах пластинчастих теплообмінних апаратів (ПТА) за допомогою модифікованих аналогій Рейнольдса для передавання тепла та імпульсу. Запропонована формула для розрахунку частки втрат напору через тертя у загальному гідравлічному опорі. Отримана модель дозволяє розрахувати теплопередачу плівки в каналах ПТА на основі даних по гідравлічному опорі у основному полі теплопередачі. Розрахунки порівнюються з літературними даними з експериментів у каналах з поперечно гофрованими стінками. Добре узгодження стверджує припущення, зроблене при утворюванні рівняння об існуванні в каналах ПТА аналогії між передаванням тепла та імпульсу у запропонованому вигляді.

Olga Arsenyeva

THE HEAT AND MOMENTUM TRANSFERS RELATION IN CHANNELS OF PLATE HEAT EXCHANGERS

The link between heat transfer intensity and hydraulic resistance of PHE channels is determined with the use of modified Reynolds analogy of heat and momentum transfer. The formula to estimate the share in total hydraulic resistance of pressure loss due to friction is proposed. The resulting model enables to calculate film heat transfer coefficients in PHE channels on a data of hydraulic resistance of the main heat transfer field. The calculations are compared with the available in literature experimental results on heat transfer in channels with cross corrugated walls. The good agreement confirms the assumptions made on deriving equation and existence in PHE channels of the analogy between heat and momentum transfer in proposed form.