

ОБОБЩЕННОЕ УРАВНЕНИЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ КАНАЛОВ ПЛАСТИНАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Пластинчатые теплообменные аппараты (ПТА) – один из наиболее эффективных видов современного теплообменного оборудования. Конструкции и принцип действия таких аппаратов достаточно подробно описаны в литературе, например в книгах [1,2,3]. Одна из основных особенностей ПТА состоит в том, что процессы теплопереноса протекают в каналах сложной геометрической формы, образованных штампованными из тонкого листового металла пластинами. Форма гофрировки пластин решающим образом влияет на тепловые и гидравлические характеристики межпластинных каналов и, как следствие, эффективность теплопередачи в пластинчатом теплообменнике.

В современных ПТА наиболее часто применяют пластины с прямолинейными гофрами расположенными под некоторым углом β к вертикальной оси пластины (рис. 1). Собранные вместе в аппарате, они образуют каналы сетчато-поточного типа, которые отличает сложная геометрическая форма и наличие точек соприкосновения противоположных стенок в местах пересечения гофр. Геометрические параметры различных форм гофрировки пластин для гофр синусоидальной и треугольной формы приведены на рис. 2

Исследованию теплоотдачи и гидравлического сопротивления в таких каналах посвящен ряд работ различных авторов [4,5,6,7,8,9]. Достаточно подробный перечень и анализ этих работ приведен в книге [1]. В основном авторы обобщали полученные данные в виде отдельных эмпирических зависимостей для расчета коэффициентов гидравлического сопротивления и теплоотдачи, которые справедливы только для исследованных каналов в ограниченном диапазоне гидродинамических и тепловых параметров.

Попытка обобщить все данные по гидравлическому сопротивлению единым уравнением была предпринята Х. Мартином [6] на основе разработанной им полуэмпирической математической модели. Получена формула, в неявном виде выражающая зависимость коэффициента гидравлического сопротивления от числа Рейнольдса и геометрических параметров гофрировки пластин. Однако отклонения расчета по этой формуле от данных экспериментов различных авторов в ряде случаев достигают 50 % и более. Аналогичный по точности результат получили Д. Дович, Б. Палм и С. Шваич [7], обобщавшие опытные данные на основе разработанной ими математической модели движения жидкости в ячейке канала, образованного пластинами с гофрами синусоидальной формы.

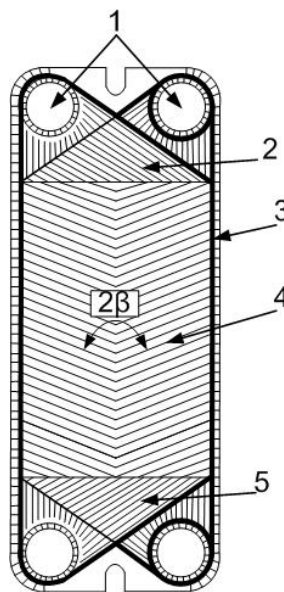


Рисунок 1 – Эскиз пластины ПТА: 1 – вход и выход теплоносителя; 2, 5 – участки для распределения потока; 3 – резиновое уплотнение; 4 – основное гофрированное поле

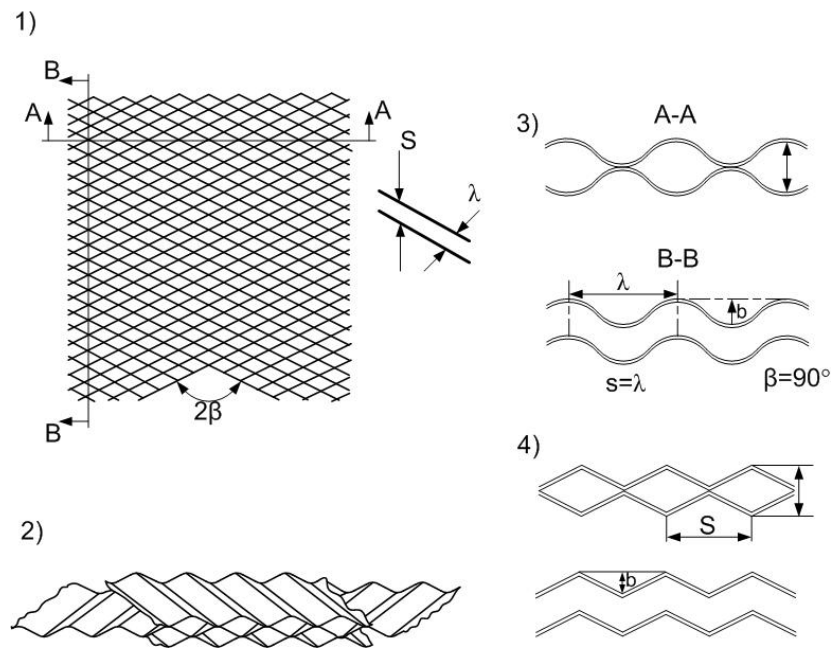


Рисунок 2 – Различные формы гофрировки пластин ПТА: 1, 2 – наложение смежных пластин; 3 – сечения канала при гофрах синусоидальной формы; 4 – сечения канала при гофрах треугольной формы

Низкую точность обобщения данных в упомянутых работах можно объяснить, прежде всего, отличиями в конструкции экспериментальных моделей ПТО, на которых проводились опыты различными исследователями. В основном исследовались каналы образованные промышленно выпускаемыми пластинами, как например, в работах [2,5,8].

Поверхность пластины промышленного ПТА, омываемая теплоносителем (см. рис. 1), состоит из основного гофрированного поля (4) и распределительных участков на входе (2) и выходе (5). Большая часть тепла передается на основном гофрированном поле, площадь которого составляет 75–85 % общей поверхности теплопередачи пластины. Хотя на распределительных участках передается значительно меньше тепла, их влияние на общее гидравлическое сопротивление канала может быть существенно больше. Прежде всего, здесь наблюдается повышенная скорость движения теплоносителя, которая увеличивается в следующем диапазоне: от значения скорости на рабочем поле до скорости на выходе из канала в собирающий коллектор ПТА (аналогичная картина на входе из раздающего коллектора ПТА). Кроме того, конструкции распределительных участков различных пластин могут существенно отличаться, что сильно сказывается на их гидравлическом сопротивлении и равномерности распределения потока.

Авторы некоторых работ, например В. Фоке и др. [4], Л.Л. Товажнянский и др. [9], проводили эксперименты по исследованию гидравлического сопротивления на моделях гофрированного поля каналов. Это позволило исключить влияние распределительных участков и более точно оценить зависимость гидравлического сопротивления таких каналов от геометрических параметров гофрировки образующих эти каналы пластин.

В настоящей работе проведено обобщение различных имеющихся данных по гидравлическому сопротивлению каналов сетчато-поточного типа. Эти данные получены на моделях гофрированного поля пластин с различными параметрами гофрировки. Такое обобщенное уравнение необходимо для создания надежной методики синтеза оптимальных теплопередающих пластин ПТА и разработки универсального метода расчета этих аппаратов.

Все исследователи, опубликовавшие данные по гидравлическому сопротивлению каналов ПТА, обобщали результаты в виде корреляционных соотношений представленных в безразмерном виде:

$$\zeta = f(\text{Re}), \quad (1)$$

где ζ – коэффициент гидравлического сопротивления единицы относительной длины канала; Re – число Рейнольдса для потока в канале.

Безразмерные переменные в соотношении (1) рассчитываются по экспериментальным данным о потере давления и расходе потока через канал по следующим формулам:

$$\zeta = \frac{\Delta P \cdot 2 \cdot d_E}{\rho \cdot w^2 \cdot L_{EF}}; \quad (2)$$

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_E}{\nu}; \quad (3)$$

$$w = \frac{G_{CH}}{\rho \cdot f_{CH}}. \quad (4)$$

Здесь ΔP – падение давления на измерительном участке канала, Па; ρ – плотность среды, кг/м³; ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с; G – массовый расход среды через один канал, кг/с; w – скорость среды в канале, м/с; d_E и L_{EF} – характерные линейные размеры в поперечном и продольном направлениях, соответственно.

Некоторые зарубежные авторы используют вместо ζ фактор трения Фаннинга, равный $f = \zeta/4$. Существуют различия и в определении характерных линейных размеров канала. Ряд зарубежных авторов (например, авторы статей [4,6]) в качестве поперечного линейного размера (эквивалентного диаметра d_E) применяют удвоенное значение высоты гофры $d_E = 2 \cdot b$, а в качестве характерного продольного размера – длину канала L . Такой подход представляет удобство при решении задач оптимизации формы гофрировки пластин, поскольку непосредственно учитывает параметры, определяющие габариты ПГА. Далее при обобщении данных использован этот подход.

В отечественной практике (см. работы [2,9]) в качестве поперечного характерного линейного размера чаще используют гидравлический диаметр канала, определяемый как учетверенная площадь проходного сечения, деленная на смоченный периметр канала. В качестве продольного линейного размера используют развернутую в направлении движения потока длину стенки канала. Для корректного сопоставления данных различных авторов должен быть использован единый подход. Соответственно, результаты работы [9] должны быть пересчитаны с использованием подхода $d_E = 2 \cdot b$ и $L_{EF} = L$.

Для обобщения опытных данных выбран вид зависимости, предложенный С. Черчиллем [10] для обработки данных в прямых трубах с различной шероховатостью. Формула получена исходя из предельных асимптотических соотношений. Она выражена в явном виде, является гладкой, что удобно для численных расчетов. Соотношение хорошо согласуется с данными для прямых шероховатых труб, как для ламинарного, так и для турбулентного и переходного режимов течения. Такая особенность весьма полезна для каналов ПГА, смена режимов течения в которых наступает при различных числах Рейнольдса значительно ниже, чем в прямых трубах, и менее явно выражена.

Общий вид формулы такой:

$$\zeta = 8 \cdot \left[\left(\frac{12 + p_2}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}}, \quad (5)$$

где

$$A = \left[p_4 \cdot \ln \left(\frac{p_5}{\left(\frac{7 \cdot p_3}{\text{Re}} \right)^{0.9} + 0.27 \cdot 10^{-5}} \right) \right]^{16}; \quad B = \left(\frac{37530 \cdot p_1}{\text{Re}} \right)^{16},$$

где p_1, p_2, p_3, p_4, p_5 – параметры, определяемые в зависимости от формы гофрировки канала.

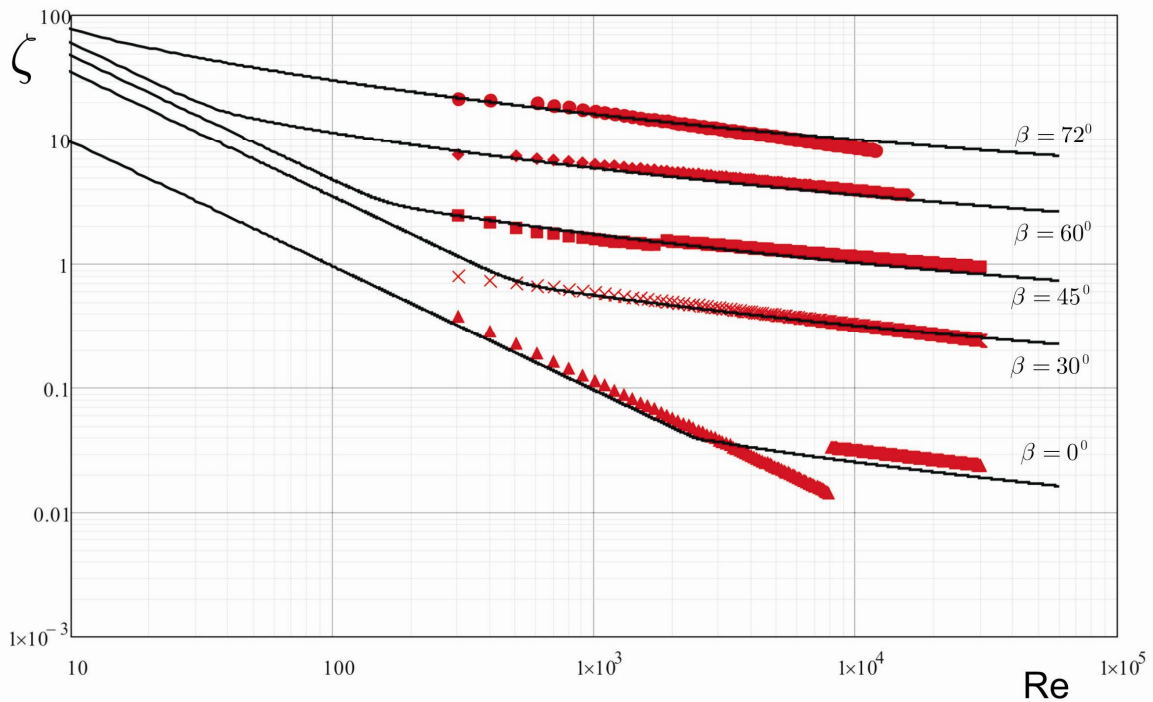


Рисунок 3 – Сравнение расчета с данными работы В. Фоке и др. [4]

На рис. 3 представлено сопоставление расчета по эмпирическим зависимостям работы [4] с расчетом по формуле (5) при следующих значениях ее параметров:

$$p1 = \exp(-0.15705 \cdot \beta); \quad p2 = \frac{\pi \cdot \beta \cdot \gamma^2}{3}; \quad p3 = \exp\left(-\pi \cdot \frac{\beta}{180} \cdot \frac{1}{\gamma^2}\right); \quad (6)$$

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

где $\gamma = \frac{2 \cdot b}{S}$ – параметр, учитывающий геометрическую форму гофры. Для гофрировки пластин в работе [4] $\gamma = 1$.

Среднеквадратичная погрешность обобщения опытных данных для всех исследованных в работе [4] форм гофрировки составляет $\pm 9\%$.

Для корректного сопоставления гидравлических характеристик каналов из пластин с гофрами треугольной формы гофры с приведенными выше, проведена обработка представленных в работе [9] данных при $d_E = 2 \cdot b$ и $L_{EF} = L$. Обработка выполнена по первичным данным экспериментов Л.Л. Товажнянского, П.А. Капустенко и В.А. Цыбульника [9], любезно предоставленных авторами. Результаты также хорошо обобщаются формулой (5) при значении $\gamma = 5/9$, что характерно для гофрировки опытных образцов работы [9].

Сравнение расчетных и опытных данных представлено на рис. 4. Среднеквадратичная погрешность обобщения опытных данных составляет $\pm 6.5\%$. Сравнение с данными для пластин с синусоидальной формой гофр показывает, что характер влияния угла наклона гофр одинаков и это влияние описывается той же зависимостью.

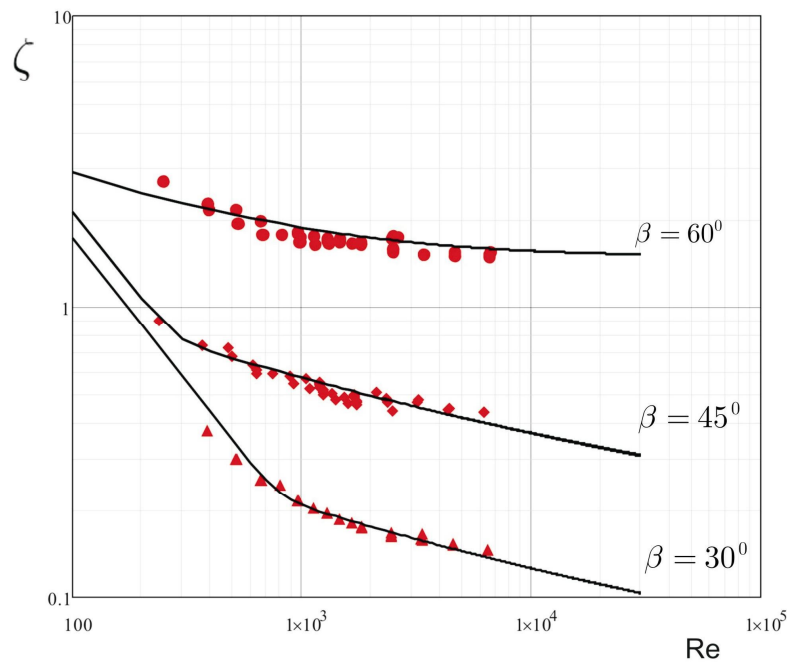


Рисунок 4 – Сравнение расчета с данными Л.Л. Товажнянского и др. [9]

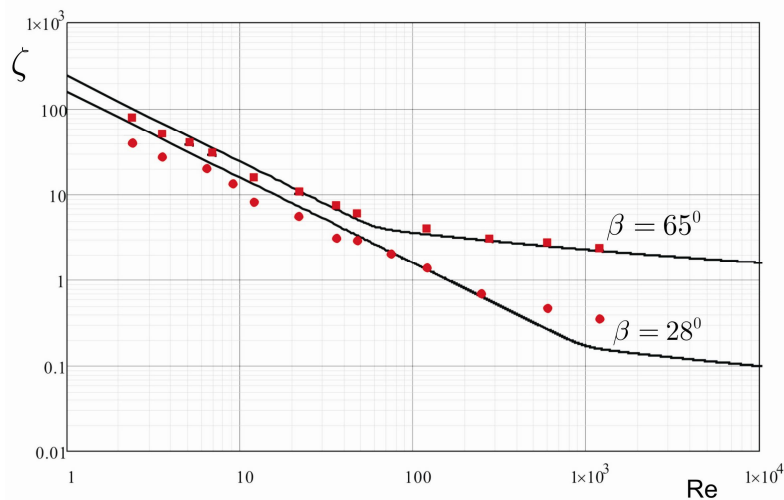


Рисунок 5 – Сравнение расчета с данными Д. Довича, Б. Палма и С. Швайча [7]

На рис. 5 представлено сопоставление расчета по формуле (5), при вышеприведенных параметрах (6), с экспериментальными данными работы [7]. Эти данные получены для двух экспериментальных моделей каналов с углами наклона гофр синусоидальной формы 28° и 65° . Значение параметра γ составляло 0.52. Данные совпадают с расчетом достаточно хорошо. Расхождение для $\beta = 65^{\circ}$ не более 20 % (расчет по формуле работы [7] дает завышение до 50 %). Для $\beta = 28^{\circ}$ расхождение достаточно велико, однако его можно считать удовлетворительным, учитывая что влияние параметра γ определялось по данным для пластин как с синусоидальной, так и треугольной формой гофр.

Следует отметить, что данные взяты по графику, приведенному в работе [7] и дают скорее качественную картину. Но все же это позволяет сделать вывод, что точность обобщения данных выше, чем по представленному в работе [7] расчету. Таким образом, формула (5) позволяет приближенно учесть влияние параметра γ на гидравлическое сопротивление каналов из пластин с синусоидальной формой гофрировки.

Заключення. Виполнен аналіз впливу форми гофрування теплопередаючих пластин ПТА на гідравлічне опір образуємих ими каналів сітчасто-поточного типу. Показано вирішальне впливання кута нахилу гофру до вертикальної осі пластини, а також приблизно оцінено впливання параметра, улічуючого відношення висоти гофру до їх кроку. Отримано рівняння, узагальнює експериментальні дані різних авторів по гідравлічному опору каналів сітчасто-поточного типу при синусоїдальній та трикутній формі гофрування. Рівняння може застосовуватися для розрахунків при оптимізації форми гофрування пластин ПТА.

Література

1. PHEs. Design, Applications and Performance / Wang L, Sunden B, Manglik RM. – WIT Press, Southampton, 2007. – 270 p.
2. Пластинчатые теплообменники в системах теплоснабжения / Зингер Н.М., Тарадай А.М., Бармина Л.С. – М.: Энергоатомиздат, 1995. – 256 с.
3. Пластинчатые теплообменники в теплоснабжении: Монография / Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А. и др. / Под ред. Хавина Г.Л. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 448 с.
4. W.W. Focke, J. Zacharadies, I. Olivier. The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers // Int. J. Heat Mass Transfer. – 1985. – Vol. 28. – p. 1469–1479.
5. 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.
6. H. Martin. Theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers // Chem. Eng. Process. – 1996. – Vol. 35. – p. 301–310.
7. Dović D, Palm B., Švaić S. Generalized correlations for predicting heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger channels of arbitrary geometry // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2009. – Vol. 52 (19–20). – p. 4553–4563.
8. Khan TS., Khan MS, Chyu M-C, Ayub ZH, 2010, Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations. Applied Thermal Engineering. – 2010. – Vol. 30 (8–9). – p. 1058–1065.
9. Товажнянский 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.
10. S.W. Churchill. Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes // Chem. Eng. – 1977. – Vol. 84(24). – p. 91–92.

УДК 66.045.01

Арсеньєва О.П.

УЗАГАЛЬНЕНЕ РІВНЯННЯ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ КАНАЛІВ ПЛАСТИНЧАСТИХ ТЕПЛОБМІННИКІВ

У роботі виконаний аналіз впливу форми гофрування теплопередаючих пластин пластинчастих теплообмінних апаратів (ПТА) на гідравлічний опір утворюваних ними каналів сітчасто-поточного типу. Встановлено вирішальний вплив кута нахилу гофрування до вертикальної осі пластини. Отримане рівняння, яке узагальнює експериментальні дані різних авторів для гідравлічного опору каналів сітчасто-поточного типу при синусоїдальній та трикутній формі гофрування. Рівняння може бути застосоване для розрахунків з оптимізації форми гофрування пластин ПТА.

Arsenyeva O.

THE GENERALIZED CORRELATION FOR CALCULATION OF HYDRAULIC RESISTANCE IN CHANNELS OF PLATE HEAT EXCHANGERS

The paper concerns with analysis of the influence of corrugation form of plate heat exchangers (PHEs) heat transfer plates on hydraulic resistance of the formed channels. The crucial influence of the corrugation inclination angle to the vertical axis of plate is shown. The equation, which generalizes experimental data of different authors for hydraulic performance of inter-plate channels with sinusoidal and triangle corrugations shape is obtained. The equation can be used for calculations at the PHE plate corrugation patterns optimization.