

УДК 696.41

Товажнянский Л.Л., Данилов Ю.Б., Перцев Л.П., Морозов А.Е.

ГИДРОСОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕЧЕНИЮ НЕСЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ В МЕЖПЛАСТИНЧАТОЙ ПОЛОСТИ СЕТЧАТО-ПОТОЧНОГО ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Современные тенденции оценки теплоэнергетической эффективности теплообменных устройств основываются на сопоставлении "полезной" части вязкого трения (главным образом турбулентной вязкости, способствующей интенсивной передаче тепловой энергии вблизи непроницаемой теплопередающей стенки и в значительно меньшей степени в ядре потока) с общими затратами кинетической энергии потока, связанными с сопротивлением движению обтекаемой поверхности, местными сопротивлениями движению потока, и общими потерями энергии потока, определяемыми диссипативной функцией уравнений Навье-Стокса.

Для решения поставленной задачи необходимо иметь четкое представление об обтекаемом пространстве, живых сечениях и формах каналов, по которым движется жидкость в межпластинной полости, образуемой при наложении одной типовой гофрированной пластины на другую (с поворотом ее общей продольной оси на 180^0) (рис. 2). Рассмотрим простейший вариант сетчато-поточного теплообменника, в котором все пластины (на теплопередающем поле) имеют прямые, наклонные каналы, расположенные под углом φ к продольной оси пластин.

Рассмотрим пространство между смежными пластинами в границах их герметизации эластичной прокладкой (по периметру поля) и построим набор живых сечений одного из продольных каналов в пределах одной из идентичных ячеек (рис. 1).

Поскольку все продольные полосы, в которые встраиваются ячейки идентичны, то каждую из полос можно рассматривать как самостоятельный канал (рис. 2).

Построенные поперечные сечения канала показали, что все они имеют равновеликие площади живых сечений, отличающиеся только формой, которая предопределяет винтовую составляющую движения потока.

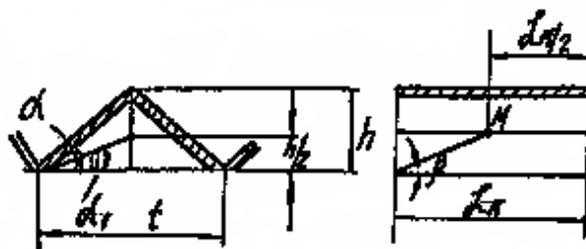


Рисунок 1 – Схема ячейки канала

Приведенные зависимости [1,2] позволяют с достаточной для инженерных расчетов точностью производить расчеты теплоотдачи при числах Прандтля до 100,

$$1 \leq Pr \leq 100.$$

По представленному математическому описанию составлены программы расчета коэффициентов теплоотдачи. Расчеты проводились для разных типоразмеров

пластин с различными углами наклона гофр к продольной оси. Выявлено влияние на интенсивность теплоотдачи угла наклона гофр. Теплоотдача существенно повышается с ростом угла наклона φ , но при этом увеличивается и гидравлическое сопротивление канала. Подтверждены полученные ранее результаты исследований Л.Л. Тобажнянского, Л.М. Коваленко, А.Г. Оболенцева, В.А. Цыбульника, J. Oliver и др.

Результаты расчетов согласуются с экспериментальными данными.

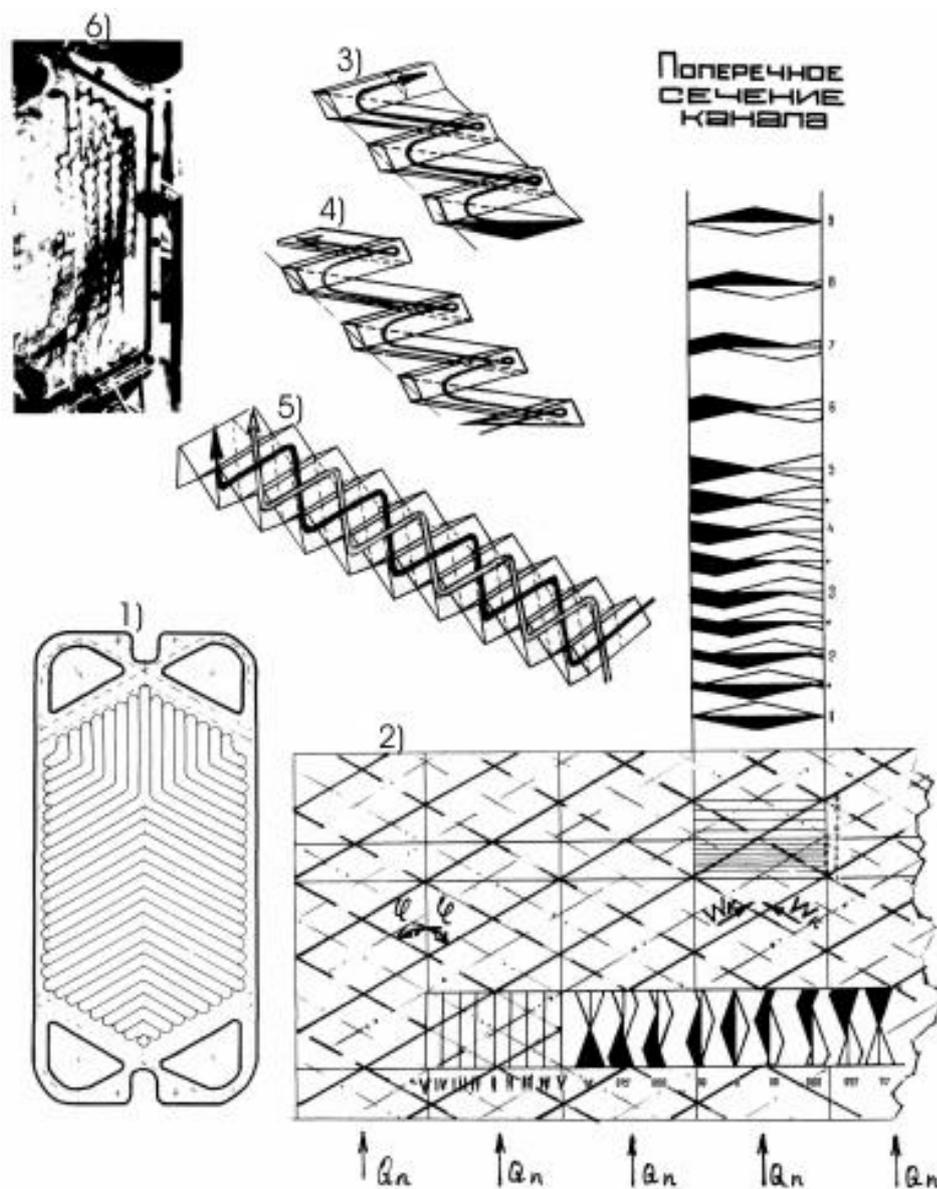


Рисунок 2 – Построение живых сечений элементарной ячейки межпластинной полости и структуры потока:

1) теплообменная пластина типа "Елка"; 2) схема рабочей полости (в плане), содержащая продольные и поперечные сечения ячеек; 3) аксонометрическая схема движения половины объема потока, изначально поступившего в гофры нижней пластины (черный цвет); 4) аксонометрическая схема движения половины объема потока, изначально поступившего в гофры верхней пластины; 5) схема совместного движения обеих половин потока; 6) фотография линий течения потока, отмеченного цветовыми трассерами – при эксперименте на прозрачной модели

Полученные теоретические результаты исследования теплообмена позволяют осуществить оптимальный выбор параметров форм гофрировки теплопередающих пластин, обеспечивающих высокие теплоэнергетические показатели работы пластинчатых теплообменных устройств и снижение их материалоемкости.

Гидросопротивление ячеечной модели определяется сопротивлением движению жидкости по длине ячейки и местными потерями напора, вызываемыми поворотами потока при переходе с одной пластины на другую (рис. 3) [1, 3].

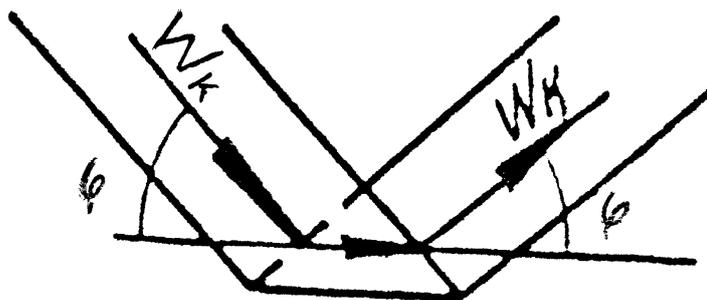


Рисунок 3 – Схема поворота потока при переходе с ячейки на ячейку

Как известно, лобовое сопротивление (одной стороны) пластины при натекании потока определяется зависимостью [4]

$$Q_{\text{об}} = \tilde{N}_0 \frac{\rho W_c^2}{2} \cdot L_k \cdot b,$$

где C_x – коэффициент трения.

Поскольку при обтекании пластины

$$\frac{dP}{dy} = 0,$$

сила трения $Q_{\text{тр}}$ уравнивает перепад нормального давления (ΔP) в потоке, по длине L_k . Тогда можно записать

$$\Delta P \cdot S = Q_{\text{об}},$$

где S – площадь нормального сечения канала

$$S = \frac{t \cdot h}{2}.$$

Подставляя в уравнение лобового сопротивления пластины вместо $Q_{\text{тр}}$ его значение, получаем величину перепада нормального давления в потоке

$$\Delta P = C_x \cdot \rho \cdot W_c^2 \frac{L_k \cdot b}{t \cdot h} = 2C_x \rho \frac{W_c^2}{\sin \phi \cdot \cos \phi \cdot \sin \alpha},$$

где

$$L_k = \frac{t}{\sin \varphi \cdot \cos \varphi}; \quad b = \frac{t}{\cos \alpha}; \quad h = \frac{t}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

(из геометрии пластин) и

$$C_x = \frac{0,074}{\operatorname{Re}} \cdot (\operatorname{Re} - \operatorname{Re}_{\text{сд}} + 36,9 \cdot (\operatorname{Re}_{\text{сд}})^{0,625})^{0,8}$$

по [4].

Здесь значения чисел Рейнольдса вычислены при определяющей длине пластины.

Полные потери напора от трения по длине пластины H

$$P_H = \sum_1^z \Delta P,$$

где z – число ячеек по длине пластины;

$$z = \frac{H}{t} \cdot \sin \varphi.$$

Таким образом,

$$P_H = 2C_x \cdot \rho \cdot W_c^2 \cdot \frac{H}{t \cdot \cos \varphi \cdot \sin \alpha}.$$

Для определения местных потерь использованы справочные данные, характеризующие коэффициенты местных потерь (ξ) при поворотах каналов прямоугольного сечения. Аппроксимация табличных значений коэффициентов местных потерь в функции угла поворота позволила получить зависимость $\xi \approx 0,45 \varphi^2$.

Поскольку в межпластинном канале $h \ll L_k$, можно с некоторой оцененной погрешностью принять допущение, что разнонаправленные потоки смежных ячеек лежат в одной плоскости.

Величина потери напора при переходе потока с одной ячейки на другую (рис. 3) определяется зависимостью

$$\Delta P_i = \xi \rho W_c^2 = 0,45 \rho W_c^2 \varphi^2.$$

Полные потери от местных сопротивлений по длине пластины

$$P_i = \sum_1^z \Delta P_i,$$

где Z – количество поворотов по длине пластины

$$Z = \frac{H}{t} \cdot \sin \varphi.$$

Общие потери напора по длине пластины

$$P_{\text{н\oт}} = P_H + P_i$$

или

$$P_{\text{н\oт}} = 2\tilde{N}_0 \rho W_c^2 \cdot \frac{H}{t \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi} + 0,45 \rho W_c^2 \frac{H}{t} \cdot \varphi^2 \sin \varphi.$$

Выразив C_x через принятые параметры характеристики потока, окончательно получаем

$$P_{\text{н\oт}} = 0,148 \rho W_c^2 \cdot \frac{H}{t} \cdot \left\{ \frac{[\text{Re}_c - \text{XA} + 36,9(\text{XA})^{0,625}]^{0,8}}{\text{Re}_c \cdot \cos \varphi \cdot \cos \alpha} + 3\varphi^2 \cdot \sin \varphi \right\}, \text{ где}$$

где

$$W_c = W_k + W_{\text{эф\i}} = W_k \left[1 + \frac{2 \sin^2 \varphi}{\pi} \cdot \cos \alpha_1 \left(\frac{1}{2} - \frac{\beta_p}{\pi} \right) \right];$$

$$\text{Re}_c = \frac{W_c \cdot t}{\nu \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi}.$$

Адекватность данной модели проверялась при сравнении расчетных данных с экспериментальными, полученными на стандартных теплообменниках с пластинами "Елка" типа 0,6: $\varphi=60^\circ$ по всему полю. Длина пластины =1,1 м, ширина $H=0,55$ м, $l=18$ мм, $h=4$ мм. Эксперименты проводились на жидкости с параметрами: $c=4,174$ кДж/(кг·К), $\mu=0,4997 \cdot 10^{-3}$ П/с, $\lambda_{\text{ж}}=0,648$ Вт/(м·К). Сравнение показывает [5], что средние относительные погрешности при определении перепада давления не превышают 15% (рис. 4).

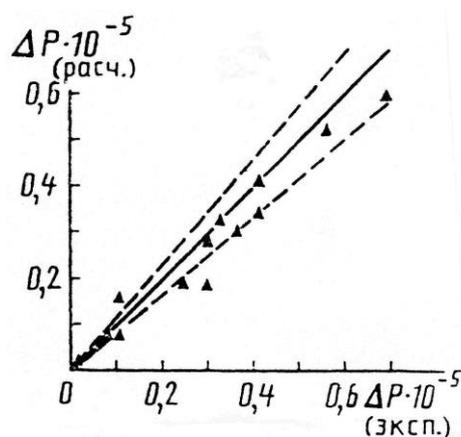


Рисунок 4 – Сравнение расчетных значений перепада давления с экспериментальными результатами (точки); сплошная линия – полное совпадение, штриховые – границы зоны 15%-ного отклонения. ΔP , Па

Литература

1. Капица П.Л. Теоретические и эмпирические выражения для теплопередачи в двумерном турбулентном потоке. – Докл. АН СССР, 1947 г., том LV, № 7.
2. Товажнянский Л.Л., Павленко В.Ф., Перцев Л.П. Кинематическая модель плоского потенциального течения несжимаемой жидкости в межпластинном канале пластинчатого теплообменника. //Интегровані технології та енергозбереження. Харків, НТУ "ХП" – 2002, №2, с. 65–70.
3. Collar A. R. A Clo Formula for the Drag of a Flat Plate with Transition, Journal of the R. A/S., Januar 1980.
4. И.Я. Фабрикант Аэродинамика. Изд. "Наука". М. 1964.
5. Л.П. Перцев, Л.М. Ульев. Особенности течения и теплообмена в каналах пластинчатых теплообменников с гофрированными пластинами. //Инженерно-физический журнал, отдельный оттиск, январь, 1992 г. том 66, №1.

УДК 696.41

Товажнянський Л.Л., Данилов Ю.Б., Перцев Л.П., Морозов О.Є.

ГІДРООПІР ТЕЧІЇ НЕСТИГЛОЇ РІДИНИ У МІЖПЛАСТИНЧАТОМУ ПРОСТОРІ СІТЧАСТО-ПОТОЧНОГО ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМІННИКА

У статті на основі відомих рівнянь гідродинаміки та досліджень НТУ "ХП" і УКРНДІХІММАШ'у побудовані математичні моделі розрахунку гідроопору обтікання гофрованої тепло передаючої поверхні теплообмінників.