

МИНИСТЕРСТВО ТЯЖЕЛОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ СССР
— — —
НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ
ПО ИССЛЕДОВАНИЮ И ПРОЕКТИРОВАНИЮ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ им. И. И. ПОЛЗУНОВА (НПО ЦКТИ)

— — —
АКАДЕМИЯ НАУК СССР

— — —
НАУЧНЫЙ СОВЕТ АН СССР ПО КОМПЛЕКСНОЙ ПРОБЛЕМЕ
«ТЕПЛОФИЗИКА И ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА»
(ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ)

— — —
ЦЕНТРАЛЬНОЕ ПРАВЛЕНИЕ ВСЕСОЮЗНОГО
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОГО ОБЩЕСТВА
ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРОТЕХНИКИ им. Г. М. КРЖИЖАНОВСКОГО

ТЕЗИСЫ ДОКЛАДОВ
ВОСЬМОЙ ВСЕСОЮЗНОЙ КОНФЕРЕНЦИИ
«ДВУХФАЗНЫЙ ПОТОК В ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ
МАШИНАХ И АППАРАТАХ»

23—25 октября 1990 г.

Том I

ЛЕНИНГРАД
1990

УДК 66.045.1

Л.П.Перцев, Л.М.Ульев, Г.Ф. Потебня.

1-124. ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИКИ И ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В КАНАЛАХ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ В СРЕДЕ С РАСПРЕДЕЛЕННЫМ СОПРОТИВЛЕНИЕМ.

Течение жидкости в канале пластинчатого теплообменника сетчато-поточного типа можно представить как движение жидкости в плоском анизотропном пористом канале. Коэффициенты местного сопротивления в таком канале будут зависеть не только от скорости течения, но также от его направления и координаты рассматриваемой точки. Тогда градиент давления в такой среде можно представить в виде

$\nabla p = k_{ij} f_j(v)$, где k_{ij} - коэффициенты сопротивления, зависящие только от свойств среды (аналог обратной величины тензора проницаемости в теории фильтрации), f_j - функции скорости. Многочисленные данные обработок экспериментов по вынужденному течению жидкости в каналах пластинчатых теплообменников сетчато-поточного типа свидетельствуют о том, что градиент давления при прямолинейном течении является степенной функцией скорости [1-3].

Предполагая среду, в которой происходит течение ортотропной и вводя безразмерные переменные: $\Pi = \frac{\rho d_3 p}{\mu^2}$, $Re_x = \frac{d_3 V_x \rho}{\mu}$, $Re_y = \frac{d_3 V_y \rho}{\mu}$, $\Lambda = \frac{d_3}{L}$, $\chi = \frac{x}{L}$, $\eta = \frac{y}{L}$, перепишем выражение для ∇p по координатно:

$$\Lambda \frac{\partial \Pi}{\partial \chi} = -\alpha_x \operatorname{sign}(Re_x) |Re_x|^{S_x}, \quad (1)$$

$$\Lambda \frac{\partial \Pi}{\partial \eta} = -\alpha_y \operatorname{sign}(Re_y) |Re_y|^{S_y}, \quad (2)$$

где d_3 - эквивалентный диаметр канала, ρ, μ - плотность и коэффициент динамической вязкости жидкости, α_x, α_y - коэффициенты сопротивления вдоль и поперек канала, L - линейный размер канала.

Дифференцируя (1) и (2) по соответствующей координате, найдем производные от скоростей, подставляя которые в уравнение неразрывности получим выражение, описывающее поле давления в канале теплообменника. Коэффициенты α_x и α_y , а также показатели S_x и

S_y определяются геометрией гофр и их углом наклона к центральной оси канала. В общем случае они зависят от координат, но изменения в показателях гораздо меньше, чем в сопротивлениях. Поэтому для несжимаемой жидкости с постоянными свойствами уравнение, описывающее поле давления, будет выглядеть:

$$\alpha_y S_y Re_y^{s_y-1} \left\{ \Delta \frac{\partial^2 \Pi}{\partial x^2} + Re_x^{s_x} \frac{\partial \alpha_x}{\partial x} \right\} + \alpha_x S_x Re_x^{s_x-1} \left\{ \Delta \frac{\partial^2 \Pi}{\partial \eta^2} + Re_y^{s_y} \frac{\partial \alpha_y}{\partial \eta} \right\} = 0. \quad (3)$$

а безразмерные скорости будут определяться выражениями:

$$Re_x = - \operatorname{sign} \left(\frac{\partial \Pi}{\partial x} \right) \alpha_x^{-1/s_x} \left(\Delta \left| \frac{\partial \Pi}{\partial x} \right| \right)^{1/s_x},$$

$$Re_y = - \operatorname{sign} \left(\frac{\partial \Pi}{\partial \eta} \right) \alpha_y^{-1/s_y} \left(\Delta \left| \frac{\partial \Pi}{\partial \eta} \right| \right)^{1/s_y}.$$

Граничными условиями для уравнения (3) является условие непроницаемости на боковых стенках везде, кроме коллекторных отверстий, где задается постоянный поток жидкости.

Решение (3) проводилось методом установления. В результате получены поля скорости и давления в канале теплообменника, построены векторные линии потока жидкости. Далее по известным скоростям и углам наклона гофр к векторным линиям потока жидкости, используя

эмпирическую зависимость /3/, определялось распределения коэффициентов теплоотдачи с двух сторон гофрированной пластины при противотоке жидкости в смежных каналах. По этим значениям определялся средний коэффициент теплопередачи между потоками. Сравнение полученных результатов для сетчатых-поточных теплообменников типа "елка" с экспериментальными данными дало среднюю относительную погрешность определения давления и среднего коэффициента теплопередачи $\approx 16\%$ и 17% соответственно.

Проведен анализ эффективности теплообменников с различной формой гофра и различными их углами наклона к центральной оси пластины. Наиболее эффективным оказалось поле с углом между гофрами и центральной осью, уменьшающимся к периферии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коваленко Л.М., Глушков А.Ф. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. М.: Энергоатомиздат, 1986. - 240 с.
2. Buonopane R.A., Toupe R.A. A Study of the Effects of Internal Rib and Channel Geometry in Rectangular Channel // *AICHE Journal* 1969, Vol. 15, No. 4, pp. 585-596.
3. Товаянянский Л.Л., Капустенко П.А., Чусь М.С. Теоретический анализ и экспериментальные исследования теплоотдачи и гидравлического сопротивления каналов пластинчатого теплообменника // Тезисы докл. УП Республ. конф. "Повышение эффективности, совершенствование процессов и аппаратов химических производств", Львов, 1988. Ч. I. с. 96-97.