

УДК 536.2.

КРИТЕРИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ ДЛЯ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА С КАНАЛАМИ БЕЗ ТУРБУЛИЗАТОРОВ

Улитенко А.И., Фефелов А.А.

Рязанский государственный радиотехнический университет, Рязань

Подробная информация об авторах размещена на сайте

«Учёные России» - <http://www.famous-scientists.ru>

Приводятся результаты моделирования тепловых процессов в теплообменном аппарате с гладкими каналами щелевого типа, работающем по схеме противотока в условиях ламинарного режима течения теплоносителя при различных соотношениях ширины и длины каналов. Дается критериальное соотношение, полученное в результате обработки более 800 различных вариантов групп параметров Re , Nu и Pr для каналов с горячим и холодным теплоносителем. Моделирование проводилось при различных отношениях массовых расходов теплоносителей с учетом зависимости их тепло физических параметров от температуры.

Введение

Практика применения пластинчатых теплообменников выявила наличие проблемы, связанной с образованием отложений, которые из-за низкого коэффициента теплопроводности ухудшают условия теплоотдачи в каналах. Использование при изготовлении пластин теплообменника высококачественных марок сталей, тщательная обработка поверхностей теплообмена и выполнение на пластинах искусственных турбулизаторов – гофров - позволили наряду с обеспечением высокой эффективности теплоотдачи добиться снижения скорости образования отложений в каналах. Тем не менее, отмеченная выше проблема остается, что подтверждают многочисленные исследования, направленные на разработку методов очистки поверхностей теплообмена от загрязнений, без выполнения разборки теплообменника (если таковая вообще предусмотрена конструкцией).

В [1] была показана возможность осуществления эффективного охлаждения теплоносителя в теплообменниках с плоскими гладкими каналами и зазором до $1 \div 1,5$ мм. При этом количество герметизирующих прокладок в конструкции теплообменника сокращено до минимума, что в сочетании с гладкой поверхностью без

турбулизаторов существенно облегчает и ускоряет процедуру очистки.

В данной статье приводятся результаты моделирования ламинарного течения теплоносителя в теплообменнике с прямыми каналами щелевого типа без турбулизаторов, работающем по схеме противотока. Моделирование проводилось с учетом зависимости физических параметров теплоносителей от температуры и изменения плотности теплового потока вдоль поверхности теплообмена. Данные численного моделирования обобщены в критериальное соотношение, в котором при определении параметра Нуссельта Nu , использовалось среднеинтегральное значение коэффициента теплоотдачи α , рассчитанное на основе известного из результатов моделирования распределения α вдоль поверхности теплообмена

1. Постановка задачи

На рис.1 схематично показана часть конструкции теплообменника. Расположение каналов и перегородок в теплообменнике периодически, что позволяет использовать в качестве расчетной области элемент конструкции «канал – перегородка – канал». Математическая формулировка тепловой задачи при этом имеет вид системы дифференциальных уравнений [2], [3]

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho c_p \left(\omega_x \frac{\partial T}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_c \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_c \frac{\partial T}{\partial y} \right) = 0 \\ \rho \left(\omega_x \frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_x}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(2\mu \frac{\partial \omega_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial \omega_x}{\partial y} + \frac{\partial \omega_y}{\partial x} \right) \right] + f_x, \\ \rho \left(\omega_x \frac{\partial \omega_y}{\partial x} + \omega_y \frac{\partial \omega_y}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(2\mu \frac{\partial \omega_y}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial \omega_x}{\partial y} + \frac{\partial \omega_y}{\partial x} \right) \right] + f_y \\ \frac{\partial \omega_x}{\partial x} + \frac{\partial \omega_y}{\partial y} = 0 \end{array} \right.$$

где ρ , c_p , λ , μ - плотность, удельная теплоемкость при постоянном давлении, теплопроводность и вязкость теплоносителя; λ_c - теплопроводность стенки; P - давление; f_x , f_y - составляющие массовых сил; T , T_c - температуры теплоносителя и раздели-

тельной перегородки; ω_x , ω_y - компоненты скорости; $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$ - оператор Лапласа.

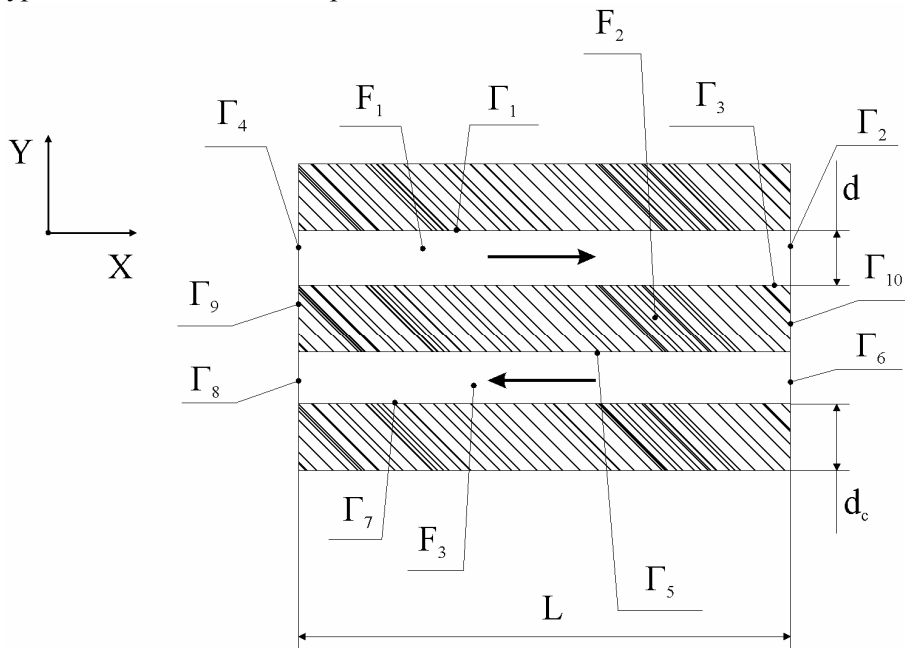


Рис. 1. Схематическое изображение элемента теплообменника, выполненного по схеме противотока

F_1 , F_3 – каналы; F_2 – перегородка; Γ_1 - Γ_{10} – границы расчетных областей; d , d_c - поперечные размеры канала и стенки; L – длина теплообменника.

Граничные условия для температуры:

- 1) первого рода на границах Γ_4 и Γ_6 ;
- 2) $\frac{\partial T}{\partial n} = 0$ на границах Γ_2 , Γ_8 , Γ_9 ,

Γ_{10} , где $\frac{\partial T}{\partial n}$ - нормальная производная к границе;

$$3) \begin{cases} \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) = \lambda_c \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_c & \text{на границах} \\ T = T_c & \end{cases}$$

Γ_1 , Γ_3 , Γ_5 и Γ_7 .

Индекс «с» указывает на принадлежность к стенке теплообменника.

Граничные условия для скорости:

1) на границах $\Gamma_1, \Gamma_3, \Gamma_5$ и Γ_7
 $\omega_x = \omega_y = 0$;

2) на границах Γ_4 и Γ_6 $\omega_y = 0, \omega_x = \omega_0$, где ω_0 – скорость теплоносителя на входе в соответствующий канал;

3) на границах Γ_2 и Γ_8
 $\frac{\partial \omega_x}{\partial x} = \frac{\partial \omega_y}{\partial y} = 0$.

В ходе моделирования варьировались:

1) температуры теплоносителей на входах в каналы (от 2⁰С до 80⁰С);

2) массовые расходы теплоносителей через каналы в диапазоне, обеспечивающем ламинарный режим течения ($Re < 2000$);

3) геометрические размеры d, d_c и L теплообменника.

Всего было осуществлено более 800 комбинаций параметров. В качестве теплоносителя для обоих каналов использовались различные широко распространенные теплоносители, начиная с воды и заканчивая трансформаторным маслом при их различных сочетаниях (например «горячий» канал – вода, «холодный» канал – вода; «горячий» канал – масло, «холодный» канал – вода, и т.д). В качестве материала стенок теплообменника использовались нержавеющая сталь ($\lambda = 18$ Вт/м·К),

титан ($\lambda = 22$ Вт/м·К), медь ($\lambda = 400$ Вт/м·К). При расчетах учитывались зависимости физических параметров сред от температуры (данные взяты из [3]). В процессе численного моделирования рассчитывались поля температур в каналах и стенке теплообменника, поля компонент скоростей ω_x и ω_y в каналах, значения среднемаассовой температуры в поперечных сечениях каналов (в том числе и в выходных сечениях). Необходимо было сделать обобщение полученных данных путем расчета параметров подобия Re, Nu, Pr с целью выявления возможно присутствующих закономерностей их взаимного поведения.

2. Анализ

Численное моделирование позволяет получить полную информацию о характере распределения температуры, как в теплоносителе, так и по всей поверхности теплообмена. При этом для рассматриваемой поверхности теплообмена может быть определено *среднеинтегральное* значение α на основе предварительно рассчитанного распределения локального коэффициента теплоотдачи $\alpha_{лок}$ вдоль этой поверхности. По полученным в результате численного моделирования полям температур и скоростей в каналах теплообменника, а также полю температур в разделяющей их стенке можно в любом сечении канала по формуле [3]

$$\alpha_{лок} = \frac{\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_ж}{(T_ж - T_c)}$$

определить значение локального коэффициента теплоотдачи. Здесь $T_ж$ – среднемаассовая температура жидкости в рассматриваемом сечении, T_c – температура стенки в этом же сечении, $\left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_ж$ – нормальная к поверхности теплообмена производная от температуры, взятая со стороны теплоносителя. Таким образом, значение α , входящее в параметр Нуссельта Nu определяется более точно. В число Nu входит коэффициент теплопроводности λ теплоносителя, также зависящий от температуры.

Однако зависимость $\lambda = f(T)$ обычно не слишком существенна, поэтому расчет λ можно провести по значению средней среднемаассовой температуры теплоносителя $\bar{T}_ж$ в канале.

Расчет параметров Рейнольдса Re и Прандтля Pr производился по значениям $\bar{T}_ж$. При этом средние температуры жидкостей $\bar{T}_ж$ и стенки \bar{T}_c определялась исходя из формул

$$T_r = T_{r,1} - \frac{(T_{r,1} - T_{x,2})}{c_r \dot{m}_{r,0} \Psi} \left[1 - \exp\left(-\frac{\Psi(KF)_0}{L} x\right) \right],$$

$$T_x = T_{x,2} - \frac{(T_{r,1} - T_{x,2})}{c_x \dot{m}_x \Psi} \left[1 - \exp\left(-\frac{\Psi(KF)_0}{L} x\right) \right],$$

$$T_c = \frac{\lambda_r T_{r,1} + \lambda_x T_{x,2}}{\lambda_r + \lambda_x} - \frac{T_{r,1} - T_{x,2}}{\Psi(\lambda_r + \lambda_x)} \left(\frac{\lambda_r}{c_r \dot{m}_{r,0}} + \frac{\lambda_x}{c_x \dot{m}_x} \right) \left[1 - \exp\left(-\frac{\Psi(KF)_0}{L} x\right) \right]$$

на основе определения среднего значения величины

$$\bar{f} = \frac{1}{b-a} \int_a^b f(x) dx.$$

Индексы «г» и «х» относятся к горячему и холодному теплоносителям соответственно, λ – теплопроводность тепло-

носителя, взятая при $T = T_{ж}$, $\dot{m}_{r,0}$, \dot{m}_x – массовые расходы теплоносителей,

$$\Psi = \frac{1}{c_r \dot{m}_{r,0}} - \frac{1}{c_x \dot{m}_x},$$

K – коэффициент теплопередачи, F – площадь поверхности теплообмена.

3. Численное моделирование конвективного теплообмена в теплообменнике

Предварительное моделирование показало, что при отношении параметра $\left(\frac{L_{нт}}{L}\right) > 1$, где $L_{нт} = 0,05d_{эв} RePr$ – длина начального теплового участка, L – длина канала теплообменника, теплооб-

менник работает не в оптимальном режиме (имеет место недоохлаждение теплоносителя). Поэтому, из практических соображений дальнейшее моделирование проводилось таким образом, чтобы обеспечить условие $\left(\frac{L_{нт}}{L}\right) > 1$.

Аппроксимирующая зависимость параметра Нуссельта Nu от параметров Re и Pr отыскивалась в виде

$$Nu_{анпр} = \sum_n C_n X^n,$$

где

$$X = \left(\frac{d}{L}\right)^p Re^m Pr^n \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c}\right)^k.$$

При этом для определения коэффициентов разложения C_n и показателей степеней p , m , n и k осуществлялся поиск минимума функции ошибки

$$\varepsilon = \frac{Nu_p - Nu_{анпр}}{Nu_p},$$

где Nu_p – значение параметра, полученное при моделировании.

Результаты обработанных таким образом данных для чисел Re от 10 до 2000 и Pr от 3 до 450 представлены на рис.2. Точками отмечены значения $\ln(Nu)$, полученные в ходе численного моделирования.

Длина каналов L варьировалась в диапазоне от 300 до 2000 мм. Высота канала d изменялась в диапазоне от 1 до 3 мм. Отношение массовых расходов менялось от $\left(\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_x}\right) = 1$ до $\left(\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_x}\right) = 3$.

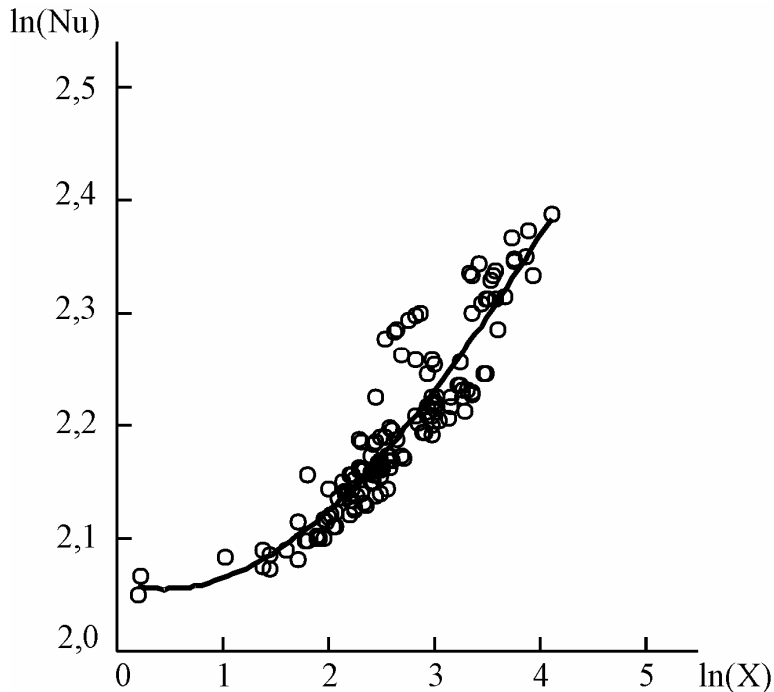


Рис. 2. Зависимость $\ln(Nu)$ от $\ln(X)$

4. Анализ полученных результатов

Выводы

Обработка приведенных данных путем аппроксимации методом наименьших квадратов позволяет построить линию аппроксимации по уравнению

$$Nu_{\text{анпр}} = 7,58 + 1,25 \cdot 10^{-1} X - 2,19 \cdot 10^{-3} X^2$$

$$X = \left(\frac{d}{L}\right)^{0,24} Re^{0,55} Pr^{0,41} \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{с}}}\right)^2$$

с погрешностью аппроксимации в основном не хуже 6% (на рис.2 кривая аппроксимации изображена сплошной линией).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Улитенко А.И., Пушкин В.А. Устройство для охлаждения молока. Патент РФ № 2233582 С1 7 А 01 J 9/04, F 25 В 3/00, F 28 D 3/00, 7/00.
2. Себиси Т., Брэдшоу П. Конвективный теплообмен. Физические основы и вычислительные методы: Пер. с англ. – М.: Мир, 1987. – 592 с., ил.
3. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. М., «Энергия», 1977. – 344 с., ил.

THE CRITERIAL EQUATION FOR PLATE-TYPE HEAT EXCHANGER WITH CHANNELS WITHOUT TURBULENCE PROMOTERS

Ulitenko A.I., Fefelov A.A.

The Ryazan state radio engineering university, Ryazan

Results of modelling of thermal processes in heat exchange apparatus with smooth channels of the slot-hole type, working under the scheme of a countercurrent in conditions of a laminar mode of current of the heat-carrier are resulted at various ratio of width and lengths of channels. It is given criterial equation received as a result of processing more of 800 various variants of groups of parameters Re, Nu and Pr for channels with the hot and cold heat-carrier. Modelling was spent at various relations of mass charges of heat-carriers in view of dependence of their warmly physical parameters on temperature.