

А.Л. Ефимов, О.К. Бережная, М.Ю. Юркина

Московский энергетический институт (технический университет), Россия

ОБОБЩЕНИЕ ДАННЫХ ПО ТЕПЛООБМЕНУ И СОПРОТИВЛЕНИЮ ПРОФИЛИРОВАННЫХ КАНАЛОВ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

АННОТАЦИЯ

Представлены результаты обобщения опытных данных по теплообмену и сопротивлению профилированных каналов на основе моделей прерывистого подслоя и течения в каналах с дискретно шероховатыми стенками.

1. ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Перспективным путем совершенствования теплообменных аппаратов является интенсификация теплообмена. Наиболее распространенные способы интенсификации основаны на использовании продольно профилированных труб и каналов, в частности, диффузорно-конфузорных и волнистых каналов, труб с поперечной и винтовой накаткой, со спиральными вставками и т.п. [1 – 5]. Эффективность их применения в теплообменных аппаратах подтверждена многочисленными экспериментальными исследованиями. Однако при проведении тепловых и гидравлических расчетов таких аппаратов возникают трудности, поскольку применяемые при этом эмпирические формулы получены в результате обобщения данных с использованием безразмерных геометрических переменных (симплексов), которые вычислены по формулам, применимым только для каждого конкретного типа поверхности теплообмена. Кроме того, при выборе указанных переменных специфика геометрии каналов учитывается, как правило, неполностью.

2. ОБОБЩЕНИЕ ОПЫТНЫХ ДАННЫХ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИ ПРЕРЫВИСТОГО ПОДСЛОЯ

На кафедре теплообменных процессов и установок МЭИ (ТУ) более тридцати лет проводятся работы, направленные на получение обобщенных зависимостей для профилированных труб и каналов, специфику геометрии которых предложено учитывать с помощью симплексов, вычисляемых по единым правилам независимо от особенностей их геометрии (см. табл. 1). Каждый из симплексов характеризует определенный вид воздействия поверхности на поток. Влияние относительной длины периода профиля, например, аналогично эффекту начального участка канала, степень дросселирования канала позволяет учесть воздействие периодических сужений гидравлического диаметра канала и т.д.

Изначально опытные данные были обобщены зависимостями вида

$$\text{Nu} = 0,664 \cdot \left[\frac{\left(\frac{1}{n} + 1\right) \cdot \left(\frac{1}{n} + 2\right)}{2} \right]^{\frac{2-n}{n+1}} \cdot 10^{\frac{2}{n+1}} \times \times \text{Re}_{\text{кр}}^{-0,5 \cdot \frac{n-1}{n+1}} \cdot \text{Re}^{\frac{-2}{n+1} + 1} \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3} + m}, \quad (1)$$

$$\xi = 5,312 \cdot \left[\frac{\left(\frac{1}{n} + 1\right) \cdot \left(\frac{1}{n} + 2\right)}{2} \right]^{\frac{2-n}{n+1}} \cdot 10^{\frac{2}{n+1}} \times \times \text{Re}_{\text{кр}}^{-0,5 \cdot \frac{n-1}{n+1}} \cdot \text{Re}^{\frac{-2}{n+1}}, \quad (2)$$

полученными на основе модели прерывистого подслоя и степенных профилей скоростей и температур

$$(u / u_{\text{max}}) = (y / R)^{1/n} \quad (3)$$

и $(t - t_{\text{ст}}) / (t_{\text{max}} - t_{\text{ст}}) = (y / R)^{1/n} \text{Pr}^{0,067}$ [9, 10]. Числа $\text{Re}_{\text{кр}}$, входящие в зависимости (1) и (2), были представлены в процессе обработки степенными функциями геометрических переменных, указанных в табл. 1. Аналогично было учтено влияние этих переменных на показатели степени при числах Re . В качестве характерных в числах Nu и Re были использованы гидравлический диаметр и скорость потока в узком сечении канала.

Для диффузорно-конфузорных каналов, образованных плоской и профилированной плитами [3], в случае теплообмена при $\text{Re} = 10^4 - 10^5$, $0,507 \leq X_1 \leq 3,831$, $0,297 \leq X_2 \leq 2,94$, $1,178 \leq X_3 \leq 1,506$, $5,625 \leq X_4 \leq 18,7$ было получено:

$$\text{Re}_{\text{кр}} = 7666,8 X_1^{0,617} X_2^{-0,159} X_3^{0,475} X_4^{-0,046}; \quad (5)$$

$$p = 0,7024 X_1^{-0,039} X_2^{-0,047} X_3^{0,242} X_4^{-0,008}, \quad (6)$$

где $p = 1 - 2/(n+1)$. Среднеквадратичные отклонения опытных значений чисел $\text{Re}_{\text{кр}}$ от рассчитанных по аппроксимирующей зависимости (5) не превышают $\pm 14,6\%$, при максимальном $+ 36,7\%$, для показателя степени p – не более $\pm 3,7\%$ при максимальном $- 9,3\%$.

Для труб со спиральными вставками, по данным В.К. Мигая [2], при $\text{Re} = 4 \cdot 10^3 - 6 \cdot 10^4$, $1,6 \leq X_1 \leq 12,3$, $1,14 \leq X_3 \leq 1,43$, $6,08 \leq X_4 \leq 36$

$$\text{Re}_{\text{кр}} = 11631 X_1^{0,5378} X_3^{-2,1688} X_4^{-0,4251}. \quad (7)$$

Среднеквадратичные отклонения опытных значений чисел $\text{Re}_{\text{кр}}$ не превышают $\pm 18\%$ при макси-

мальном – 26 %. Показатели степени для всех $p \approx 0,75$.

Для труб с поперечной кольцевой накаткой по данным [2], при $Re = 5 \cdot 10^3 - 4 \cdot 10^4$, $0,47 \leq X_1 \leq 4,8$, $1,054 \leq X_3 \leq 1,28$, $12 \leq X_4 \leq 120$.

$$Re_{кр} = 29158 X_1^{-0,0311} X_3^{-4,01} X_4^{-0,3129}; \quad (8)$$

$$p = 0,7046 X_1^{-0,0032} X_3^{0,2033} X_4^{-0,02828}. \quad (9)$$

Среднеквадратичные отклонения опытных значений $Re_{кр}$ и p составляют соответственно $\pm 17,7\%$ при максимальном – 47,9 % и $\pm 2,9\%$ при максимальном – 5,2 %.

Для труб с поперечной кольцевой накаткой, по данным С.С. Кутателадзе [12], при $Re = 10^4 - 4 \cdot 10^5$, $0,25 \leq X_1 \leq 1,67$, $1,02 \leq X_3 \leq 1,33$, $1,04 \leq X_5 \leq 1,44$.

$$Re_{кр} = 5475,9 X_1^{0,069} X_3^{0,529} X_5^{1,418}. \quad (10)$$

Среднеквадратичные отклонения опытных значений чисел $Re_{кр}$ – в пределах $\pm 23,6\%$ при максимальном – 48 %.

Результаты обработки данных по теплообмену в диффузорно-конфузорных каналах приведены на рис. 1, данных по сопротивлению – на рис. 2.

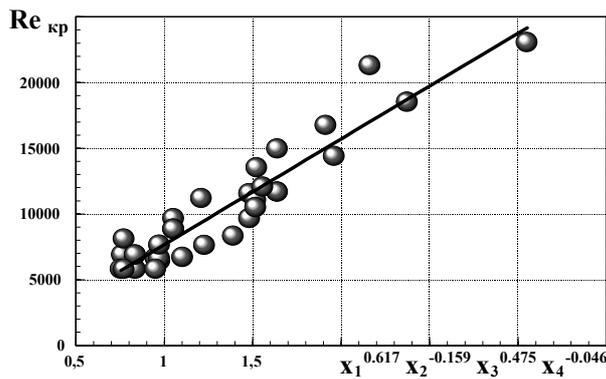


Рис. 1. $Re_{кр} = f(X_1, X_2, X_3, X_4)$ для теплообмена в диффузорно-конфузорных каналах [11]

Для сопротивления диффузорно-конфузорных каналов:

$$Re_{кр} = 111928 X_1^{1,1738} X_2^{-0,1} X_3^{-3,289} X_4^{-0,877}. \quad (11)$$

Среднеквадратичные отклонения опытных значений чисел $Re_{кр}$ от рассчитанных по аппроксимирующей зависимости (2) составляют $\pm 36,7\%$, при максимальном – 90 %.

Для труб со спиральными вставками

$$Re_{кр} = 151 X_1^{3,026} X_3^{-10,01} X_4^{-0,701}. \quad (12)$$

Среднеквадратичное отклонение равно $\pm 62,3\%$ при максимальном – 88,3 %.

Для труб с накаткой по данным [2].

$$Re_{кр} = 166140 X_1^{-0,014} X_3^{-12,952} X_4^{-0,899}. \quad (13)$$

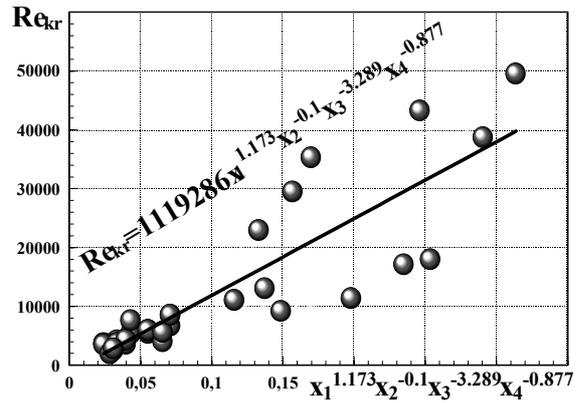


Рис. 2. $Re_{кр} = f(X_1, X_2, X_3, X_4)$ для сопротивления диффузорно-конфузорных каналов [11]

Среднеквадратичное отклонение равно $\pm 59,2\%$ при максимальном – 89 %.

Результаты обобщения данных по теплообмену можно рассматривать как удовлетворительные. Но значительное отклонение опытных данных по сопротивлению свидетельствует о том, что исходная модель (прерывистого подслоя) не позволяет учесть влияние особенностей геометрии на процессы переноса в профилированных каналах с необходимой для практики точностью. В результате была принята попытка использовать модель течения в каналах с дискретной шероховатостью стенок.

3. ОБОБЩЕНИЕ ОПЫТНЫХ ДАННЫХ ПО СОПРОТИВЛЕНИЮ ПРИ ТЕЧЕНИИ В ПРОФИЛИРОВАННЫХ КАНАЛАХ

За основу была взята формула Альтшуля

$$\xi = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\Delta}{d} \right)^{0,25},$$

которая была представлена в модифицированном виде:

$$\xi = C \left(\frac{68}{Re} + B \cdot X_7 + \frac{1}{Re} e^{A \cdot X_1^{n_1} \cdot X_2^{n_2} \cdot X_3^{n_3} \cdot X_4^{n_4} \cdot X_5^{n_5} \cdot X_6^{n_6}} \right)^{0,25}. \quad (14)$$

Для диффузорно-конфузорных каналов помимо учтенных при обработке данных по теплообмену, были введены дополнительные переменные $1 \leq X_5 \leq 1,05$ и $0,0005 \leq X_7 \leq 0,0029$ (см. табл.1). При этом было получено, что $C = 0,075$; $A = 2,959$; $B = 0,001$; $n_1 = -0,495$; $n_2 = 0,071$; $n_3 = -1,043$; $n_4 = 0,311$; $n_5 = 0,388$. Среднеквадратичное отклонение опытных данных от аппроксимирующей кривой составило $\pm 25\%$. Но при этом, значения погрешности для поверхностей с острыми кромками (6 каналов из 33 [11]) достигали 100 % и больше. При обработке данных без них, т.е. для поверхностей только со скругленными кромками $C = 0,075$; $A = 2,972$; $B = 0,001$; $n_1 = -0,489$; $n_2 = 0,148$; $n_3 = 0,858$; $n_4 = 0,322$; $n_5 = 1,352$. Среднеквадратичная погрешность равна $\pm 13,9\%$ при максимальной – 33,5 %.

Следует, кроме того, отметить, что шесть поверхностей со скругленными кромками отличаются от остальных тем, что у них рост теплообмена сопровождался не увеличением, а уменьшением коэффициентов сопротивления по сравнению с гладкостенными каналами. Из этого следует, что данные каналы наиболее эффективны. Особенностью геометрии этих каналов является то, что отношение длин диффузорных и конфузорных участков составляет 2:1 и 3:1, в то время как для остальных – 1:1, 1:2, 1:3 и 1:5.

Для труб со спиральными вставками также были введены дополнительные переменные $1,036 \leq X_5 \leq 1,4$; $1,096 \leq X_6 \leq 3,295$ и $0,016 \leq X_7 \leq 0,1$. И после обработки опытных данных получили: $C = 0,11$; $A = 18,653$; $B = 0,01$; $n_1 = -0,557$; $n_2 = 0$; $n_3 = 0$; $n_4 = 0,0069$; $n_5 = 0,396$; $n_6 = -0,084$. Среднеквадратичное отклонение составляет $\pm 9,3\%$ при максимальном – 32% .

Для труб с накаткой по [2] $1,05 \leq X_5 \leq 1,22$ и $0,015 \leq X_7 \leq 0,056$. $C = 0,11$; $A = 3,186 \cdot (Re/2500)^{0,114}$; $B = 1$; $n_1 = -0,056$; $n_2 = 0$; $n_3 = 2,357$; $n_4 = 0,162$; $n_5 = 1,003$; $n_6 = 0$. Среднеквадратичное отклонение $\pm 20,9\%$ при максимальном – 53% .

Для труб с накаткой, по Кутателадзе С.С. [12], $0,004 \leq X_7 \leq 0,044$, данные для расчета X_4 отсутствуют: $C = 0,11$; $A = 3,975$; $B = 0,01$; $n_1 = -0,081$; $n_2 = 0$; $n_3 = 8,824$; $n_4 = 0,322$; $n_5 = 1,352$. Среднеквадратичное отклонение равно $\pm 26,8\%$ при максимальном – $57,1\%$.

4. ОБОБЩЕНИЕ ДАННЫХ ДЛЯ ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Изложенные подходы были использованы нами и при обобщении опытных данных по теплообмену и сопротивлению каналов пластинчатых теплообменников, получивших в настоящее время широкое применение как в технологии, так и в системах теплоснабжения. В результате для ленточно-поточных теплообменников (см. [13]) было получено, что расчет теплообмена при $7,2 \leq X_1 \leq 14$; $1,1 \leq X_3 \leq 1,18$; $13 \leq X_4 \leq 42$ можно проводить по формуле (1), если принять $p = 0,65$ и подставить в нее значение $Re_{кр}$, рассчитанное по формуле

$$Re_{кр} = 22614 X_1^{0,192} X_3^{-0,748} X_4^{0,114}. \quad (15)$$

Для расчета коэффициента сопротивления получена зависимость

$$\xi = 0,0235 Re^{-0,25} X_1^{0,107} X_3^{0,576} \times X_4^{-0,634} \cdot X_5^{20,306}. \quad (16)$$

Среднеквадратичное отклонение чисел $Re_{кр}$, полученных при обработке опытных данных, от рассчитанных по (15) составило $\pm 7,3\%$ при максимальном – $8,6\%$. Для коэффициента сопротивления оно равно $\pm 19,6\%$ при максимальном – $28,7\%$.

Для сетчато-поточных [13] при $2,09 \leq X_1 \leq 2,99$, $1,006 \leq X_3 \leq 1,013$, $20 \leq X_4 \leq 80$, $1,07 \leq X_5 \leq 1,15$, $0,086 \leq X_7 \leq 0,158$, $0,176 \leq X_8 \leq 0,446$

Таблица 1. Обобщенные геометрические переменные

Безразмерные геометрические переменные	Учитывает влияние	Примечание
$X_1 = \frac{l'}{d'}$	Относительной длины периода профиля канала*	При $X_1 \rightarrow \infty$ – гладкая труба
$X_2 = \frac{X_{21}}{X_{22}}$	Чередования участков с различными свойствами (диффузор – конфузор; поверхность твердого тела – поверхность симметрии потока между рядами труб в пучках и т.д.)	При $X_{21} = X_{22}$, $X_2 = 1$
$X_3 = d_{max} / d_{min}$	Степени дросселирования канала	При $X_3 \rightarrow 1$ – гладкая труба
$X_4 = \frac{L}{l_0}$	Количества периодов	При $X_4 \rightarrow 1$ – гладкая труба. При $X_4 \leq 3$ – начальный участок. При $X_4 \geq 3$ – квазистабильзованное течение. При $X_4 \geq 10$ – отсутствие влияния начального участка на средний теплообмен $\bar{Nu} / Nu_{\infty} = 1$ и сопротивление $\bar{\lambda} / \lambda_{\infty} = 1$
$X_5 = l' / l_0$	Кривизны стенок	При $X_5 \rightarrow 1$ – гладкая труба
$X_6 = L_{en} / l_0$	Закрутки потока	При $X_6 \rightarrow 1$ – закрутка отсутствует
$X_7 = \frac{\Delta}{l' + d'}$	Шероховатости	При $l' \rightarrow 0$ – песочная шероховатость $X_7 = \Delta / d'$; При $\Delta \rightarrow 0$ – гладкая труба
$X_8 = d_{шт} / B$	Расширение/сужение потока при входе и выходе из каналов	Для пластинчатых теплообменных аппаратов

* $d' = 4V/F$; $l' = F / \Pi'$.

$$\text{Nu} = 0,156\text{Re}^{0,73} X_1^{-0,267} X_3^{0,16} \times X_4^{0,00039} X_5^{0,00458} X_7^{0,000199} X_8^{0,000099} \quad (17)$$

Среднеквадратичное отклонение чисел Nu, полученных при обработке опытных данных, от рассчитанных по (17) составило $\pm 6,1$ % при максимальном – 22,9 %. Для коэффициента сопротивления оно равно $\pm 15,7\%$ при максимальном – 19,9 %.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты обобщения опытных данных по теплообмену и сопротивлению для профилированных каналов, показали, что:

- наличие числа $\text{Re}_{\text{кр}}$ в зависимостях вида (1) и (2), полученных на основе модели прерывистого подслоя, позволило в значительной мере учесть влияние особенностей геометрии каналов (см. табл. 1) на интенсивность теплообмена и трения;

- однако для повышения точности получаемых при этом эмпирических зависимостей, особенно при обработке данных по сопротивлению, кроме $\text{Re}_{\text{кр}}$ следует вводить дополнительный фактор X_7 (см. табл. 1) для учета особенностей течения в каналах с дискретно шероховатыми стенками;

- при обработке данных по сопротивлению пластинчатых теплообменников потребовался также учет влияния эффектов, обусловленного сужением и расширением потока на входе и выходе из каналов, образованных пластинами, с помощью переменной X_8 (см. табл. 1). Данный фактор позволяет учесть влияние специфики компоновки теплообменника на теплообмен и сопротивление пластинчатых теплообменников;

- слабо выраженное влияние переменной X_7 у пластинчатых теплообменников можно объяснить тем, что у них высота профиля соизмерима или меньше высоты самого канала (расстоянием между пластинами). При таких условиях течение существенно отличается от течения в каналах с шероховатыми стенками и более заметным становится влияние факторов $X_1, X_2, X_3, - X_5$.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

$\text{Nu} = \alpha d_y / \lambda$ – число Нуссельта, рассчитанное по гидравлическому диаметру узкого сечения канала;

$\text{Re} = u_y d_y / \nu$ – число Рейнольдса, рассчитанное по скорости в узком сечении канала;

$\text{Re}_{\text{кр}} = u_0 L_{\text{кр}} / \nu$ – критическое число Рейнольдса, где u_0 – скорость на границе пристенного прерывистого подслоя и ядра потока и $L_{\text{кр}}$ – длина периода (обновления) подслоя ; Pr – число Прандтля;

$d' = 4 V / F$ – эквивалентный диаметр канала;

$l' = F / \Pi'$ – длина обтекания внутренней поверхности канала; V – внутренний объем канала или его участка, соответствующего длине одного периода продольного профиля;

F – площадь внутренней поверхности стенок канала или участка, соответствующего длине периода его продольного профиля;

R – радиус трубы или половина гидравлического диаметра канала;

Π' – периметр канала, гидравлический диаметр которого равен d' ;

y – координата по нормали к поверхности стенки;

ξ – коэффициент гидравлического сопротивления;

t – температура потока;

u – скорость;

α – коэффициент теплоотдачи;

ν – кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$;

λ – коэффициент теплопроводности.

Индексы:

ст – на стенке;

max – на оси канала;

y – узкое сечение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.Э. Интенсификация теплообмена в каналах. М.: Машиностроение, 1981.
2. Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980.
3. Светлов Ю.В. Интенсификация гидродинамических и теплообменных процессов в аппаратах с турбулизаторами. М.: Энергоатомиздат, 2003.
4. Гортышов Ю.Ф., Олишнев В.В. Теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом. Казань.: Изд-во Казанского ГТУ, 1999.
5. Буглаев В.Т., Василев Ф.В. Гидродинамика и теплообмен в сложных каналах теплоэнергетических установок. Брянск. «Дебрянск», 1992.
6. Ефимов А.Л., Бережная О.К., Данилина А.В. Расчет и интенсификация теплообмена в промышленных теплообменниках. М.: Издательство МЭИ, 2005.
7. Ефимов А.Л. Автореф. дис...канд. техн. наук. М.: МЭИ, 1980
8. Бережная О.К. Автореф. дис...канд. техн. наук. М.: Издательство МЭИ, 2005.
9. Ефимов А.Л., Бережная О.К., Данилина А.В. Теплообмен и трение при турбулентном обтекании пластины и на участке термической и гидродинамической стабилизации в трубе // Труды Второй Всероссийской школы-семинара молодых ученых и специалистов. Энергосбережение – теория и практика. М.: 2004. С. 312 – 314.
10. Бережная О.К., Ефимов А.Л. Обобщение данных по теплообмену и сопротивлению для диффузорно-конфузорных каналов на основе модели прерывистого подслоя // Вестник МЭИ. 2004. № 5. С. 20 – 25.
11. Гухман А.А., Кирпиков В.А. Исследование теплообмена и гидродинамического сопротивления при турбулентном течении газа в поле продольного знакопеременного градиента давления. Ч. I и II // ИФЖ. 1969. Т. XVI. № 4. С. 582–591. № 6. С. 984 – 988.
12. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. М.: Энергоатомиздат, 1990.
13. Барановский В.Н., Коваленко Л.М., Ястребенецкий А.Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники. М.: Машиностроение, 1973.