
ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 533.6.011.6

В.В. Белая

магистр

Научный руководитель

А.А. Цынаева

к.т.н., доцент, доцент кафедры ТГВ

Самарский государственный технический университет

г. Самара, Россия

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОТДАЧИ И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ В КАНАЛАХ С ВЫЕМКАМИ

В данной работе представлены результаты численного исследования влияния неглубоких выемок ($h/d < 0.15$) на теплообмен и гидравлическое сопротивление в щелевом канале. В качестве объекта исследования был выбран щелевой канал с цилиндрическими лунками, выполненными на одной из стенок в шахматном порядке. Численное исследование выполнено для воздуха с числом $Pr = 0.681$. Численное решение получено на базе уравнения неразрывности, уравнения сохранения количества движения, уравнения энергии, уравнения состояния. Замыкание математической модели выполнялось на базе k - ω SST модель турбулентности, численное решение получено методом конечных объемов на базе свободного программного обеспечения (в программном комплексе Code Saturne). Для обработки результатов использовался модуль ParaView программного комплекса Salome, распространяемого по свободной лицензии. Решение получено в широком диапазоне изменения критерия Рейнольдса ($Re = 800$)

было доказано, что применение цилиндрических выемок (лунок) ведет к росту интенсивности теплоотдачи.

Введение

В настоящее время вопросы энергосбережения и повышения энергоэффективности теплообменных аппаратов стоит достаточно остро, так как финансовые затраты, требуемые для обеспечения теплом потребителей в условиях суровых климатических условий РФ достаточно высоки. В этой связи, требуется разработка решений, направленных на повышение эффективности теплообменного оборудования.

Для повышения эффективности систем теплоснабжения и обеспечения микроклимата, снижения гидравлических потерь следует повысить эффективность работы теплообменных аппаратов, а, именно, в разработке эффективных поверхностей теплообмена, что отмечено в работах Леонтьева А.И., Гортышова Ю.Ф., Исаева С.А. и др. [1-7]. Эту проблему можно решить с применением поверхностных интенсификаторов теплоотдачи, которые представляют из себя различные препятствия в виде ребер, шипов, пружин, вставок, выемок, выступов, штампованных рисунков (лунки, сферы, микрооребра, искусственная шероховатость) и т.д. Эффективность и применимость в промышленности интенсификаторов различных конфигураций рассмотрена в работах Попова И.А., Махянова В.М., Гуреев В.М. [6]. Но применение ребер, шипов, пружин, и других интенсификаторов может вести к росту гидравлического сопротивления. Учитывая это, наибольший интерес представляют интенсификаторы, которые при наименее возможных гидравлических потерях дают наибольший теплосъём с единицы поверхности. К таким поверхностным интенсификаторам относятся лунки. Эффективность определяется не только воздействием на пристеночный пограничный слой, его структуру, но и увеличением поверхности теплообмена.

Лунки могут быть цилиндрическими, сферическими, овальными и т.д. [3,4,7], их популярность обуславливается возможностью увеличения теплоотдачи достаточно умеренных гидравлических сопротивлениях, а также технологичностью изготовления поверхностей теплообмена с лунками. Результаты экспериментальных исследований с различными видами лунок показали, что эффективность теплоотдачи зависит не только от формы лунки, ее глубины, но и от типа кромки, расположения лунок и множества других факторов. В этой связи, применение численного моделирования позволяет сократить финансовые и временные затраты на разработку теплообменных аппаратов с поверхностями теплообмена с лунками.

Верификация метода исследования

Для получения качественных результатов численного моделирования следует проводить верификацию используемых методов исследования и программных средств, которые их реализуют. Для верификации модели был выбран эксперименты по исследованию теплоотдачи в каналах с лунками Габдрахманова И.Р., Щелчкова А.В., Попова И.А., Исаева С.А., представленные в работе [1]. Экспериментальная установка, на базе которой выполнены экспериментальные исследования в работе [1], представляла собой щелевой канал размерами 98x196x2 мм, с нанесенными на нагреваемое основание цилиндрическими лунками диаметром $D=16$ мм и глубиной $h=1,6$ мм. Лунки располагались в шахматном порядке на расстоянии 8 мм друг от друга. Схема щелевого канала и расположения лунок представлены на рис. 1. Эксперимент [1] проводился для различных скоростей потока, критерий Рейнольдса изменялся в широких пределах $Re=200-20000$, были исследованы характеристики теплообмена в щелевом канале при ламинарном, переходном и турбулентном режимах течения. В качестве рабочего тела выступал воздух.

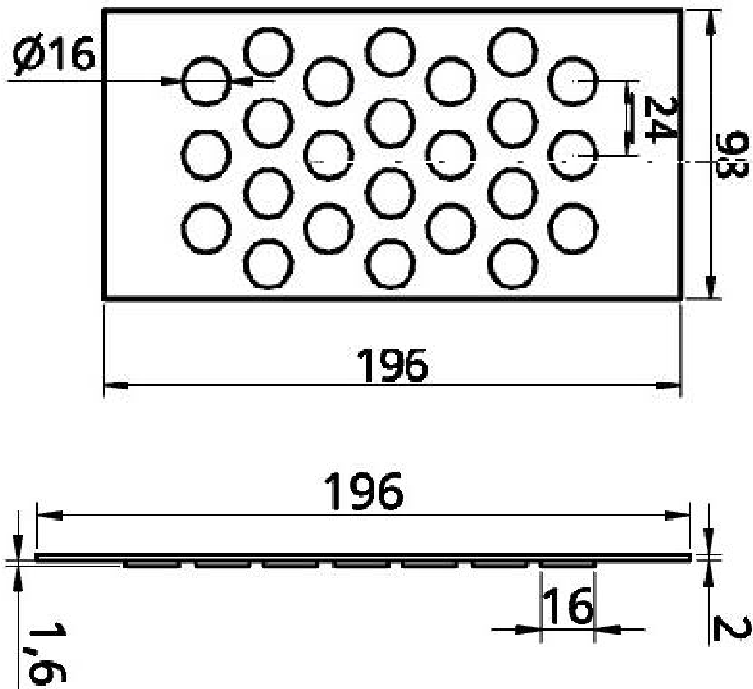


Рис. 1. Схема поверхности щелевого канала с цилиндрическими лунками

Для воссоздания идентичных условий была построена расчетная область, соответствовавшая каналу, исследуемому в работе [1]. Для построения сетки использовался программный комплекс Salome [8], предназначенный также для задания граничных условий (вход, выход, стенка, симметрия и т. д.). С помощью Salome [8] была создана неструктурированная трехмерная сетка с алгоритмом Tetrahedron (Netgen) с количеством ячеек 198 000. Вблизи стенки были построены слои вязкости размером ячеек от 0,06 до 0,14 мм. Численное решение было получено в Code Saturne [9].

Исходя из условий эксперимента [1] были определены следующие начальные условия: начальная температура среды - $t_0 = 25$ °C; начальная скорость среды - $U_0 = 3.2 - 48$ м/с; начальное давление - $p_0 = 101325$ Па. Теплофизические свойства рабочего тела (воздуха) при $t_0 = 25$ °C : плотность $\rho = 1,185$ кг/м³; динамическая вязкость $\mu = 1,83 \cdot 10^{-5}$ Па·с; теплоемкость $c_p = 1005$ Дж/кг·К; теплопроводность $\lambda = 0.0263$ Вт/м·К, плотность воздуха $\rho=f(t)$.

Для получения численного решения использовался RANS подход с моделью турбулентности k-omega SST.

Учитывая удовлетворительное качество сетки градиенты рассчитывались итерационным методом наименьших квадратов. Ввиду малой вероятности возникновения скачкообразных перепадов давления его корректировка путем комбинирования уравнений сохранения импульса и неразрывности не использовалась. Для стабилизации решения был активирован алгоритм учета градиентов и дивергенции при решении уравнения сохранения импульса. Т.к. задача решается в нестационарной постановке и возможно возникновение незначительных перепадов давления, релаксация не использовалась ($R=1$). Использован модифицированный полуняевный метод решения уравнений Навье-Стокса (SIMPLEC). Для ускорения решения были введены пороговые значения точности 10^{-6} и максимального количества итераций (10000) при решении уравнений.

Результаты анализа результатов численного решения представлены на рис. 2 в виде графиков с зависимостями числа Nu от Re (по теплоотдаче) и на рис. 3 для зависимости коэффициента гидросопротивления ξ от Re.

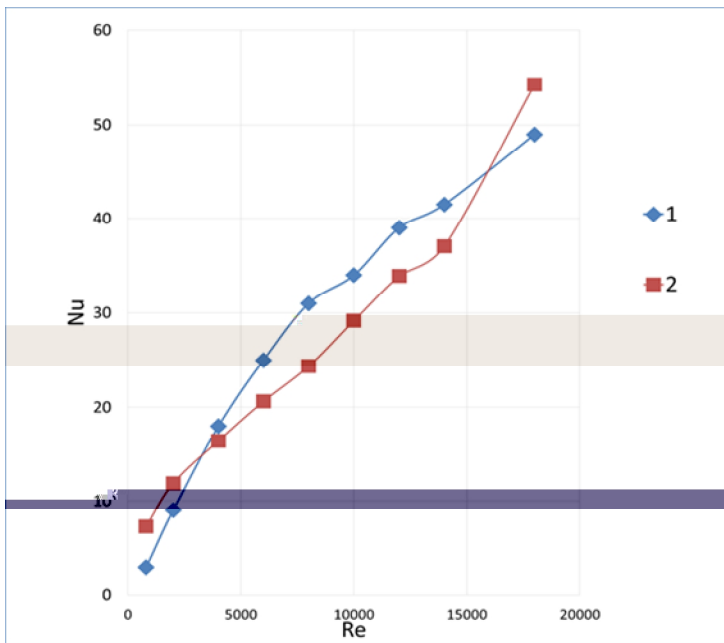


Рис. 2. Данные по теплоотдаче с учетом развития поверхности:

- 1 - данные эксперимента Габдрахманова И.Р., Щелчкова А.В., Попова И.А., Исаева С.А. [1],
- 2 - результаты численного моделирования

Число Nu определялось в соответствии с формулой:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \tag{1}$$

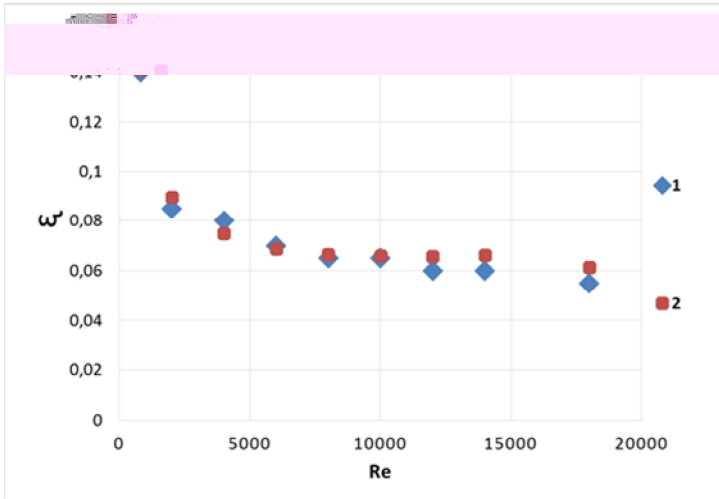


Рис. 3. Данные по гидравлическому сопротивлению:
 1 - данные эксперимента Габдрахманова И.Р., Щелчкова А.В., Попова И.А.,
 Исаева С.А. [1], 2 - результаты численного моделирования

Коэффициент гидравлического сопротивления рассчитывался по формуле:

$$\xi = \frac{\Delta p}{\frac{L}{D_e} \cdot \rho \cdot \frac{\omega^2}{2}} \quad (2)$$

Зависимость Nu от Re и ξ от Re соответствуют расчетной области при глубине лунки 1,6 мм. Рис.2,3 показывают достаточно близкое совпадение расчетных и экспериментальных данных, максимальная разница при числе $Re=8000$ составляет 21%. При $Re=3000 \div 10000$ режим течения переходный, при котором наблюдаются максимальные отклонения. При развитом турбулентном течении $Re > 10000$ отклонения значительно уменьшаются и не превышают погрешности экспериментальных исследований. Благодаря этому можно сделать вывод что используемые методы можно применять в качестве дальнейших исследований влияния на теплообмен.

Исследование эффективности теплоотдачи для щелевых каналов с цилиндрическими лунками

Для оценки эффективности рельефных поверхностей теплообмена с лунками различных типов были использованы результаты численного решения, результаты расчета по критериальным зависимостям, представленным в работе Ю.Ф. Гортышева, И.А. Попова и др. [2], а также в работе [1]. Оценка теплоотдачи для щелевого канала с гладкими стенками выполнена по известным критериальным уравнениям [10].

Для процессов конвективного теплообмена критериальное уравнение представляют в виде:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda_{ж}} = e'(Re, Gr, Pr) \quad (3)$$

Для лунок сферического типа авторами Гортышовым Ю.Ф., Поповым И.А. и др. в работе [2] экспериментальные результаты обобщены с помощью критериальной зависимости:

$$Nu_D = 0,033 \cdot Re_D^{0,8} \cdot (H/D)^m \cdot (h/D)^{0,42} \quad (4)$$

где $m = -0,46 \cdot (H/D)^{-0,3}$

В работе [1] результаты исследования теплоотдачи для стенки канала с цилиндрическими лунками обобщены в виде зависимости:

$$Nu = 0,0164 \cdot Re^{0,85} \cdot (h/D)^{0,07} \quad (5)$$

Критериальное уравнение для оценки коэффициента теплоотдачи в канале при отсутствии лунок при ламинарном течении потока определяется выражением [10]:

$$Nu_0 = 0,13 \cdot Re_{\text{жд}}^{0,33} \cdot Gr_{\text{жд}}^{0,1} \quad (6)$$

а при турбулентном развитии течения выражением:

$$Nu_0 = 0,018 \cdot Re_{\text{жд}}^{0,8} \cdot a_l \quad (7)$$

Причем если $\frac{l}{d} \geq 50$, то $a_l = 1$

Результаты сравнения представлены в виде графика на рис.4.

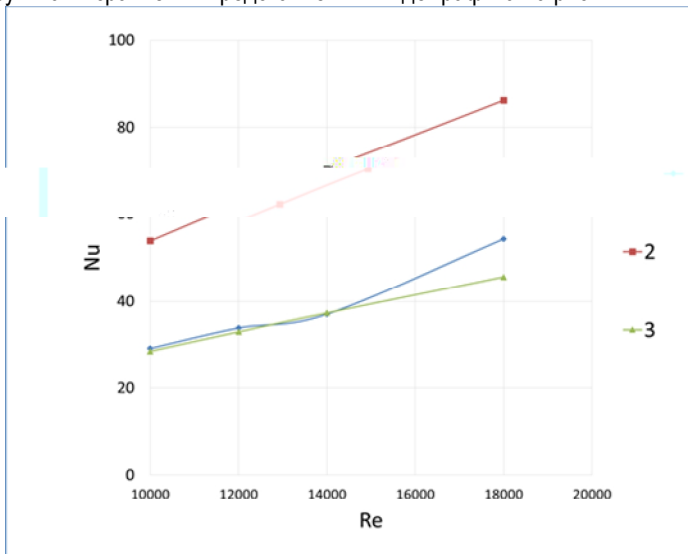


Рис. 4. Данные по теплоотдаче при разных видах интенсификаторов в канале: 1- цилиндрические лунки, 2- сферические лунки, 3-гладкий канал

Из графика видно, что интенсификаторы в виде сферических лунок наиболее эффективно влияют на коэффициент теплоотдачи (47%). Цилиндрические лунки так же оказывают положительные результаты о росте теплообмена.

Локальные значения коэффициента теплоотдачи, полученные в результате численного моделирования теплообмена в канале с цилиндрическими лунками, показаны на рис. 5.

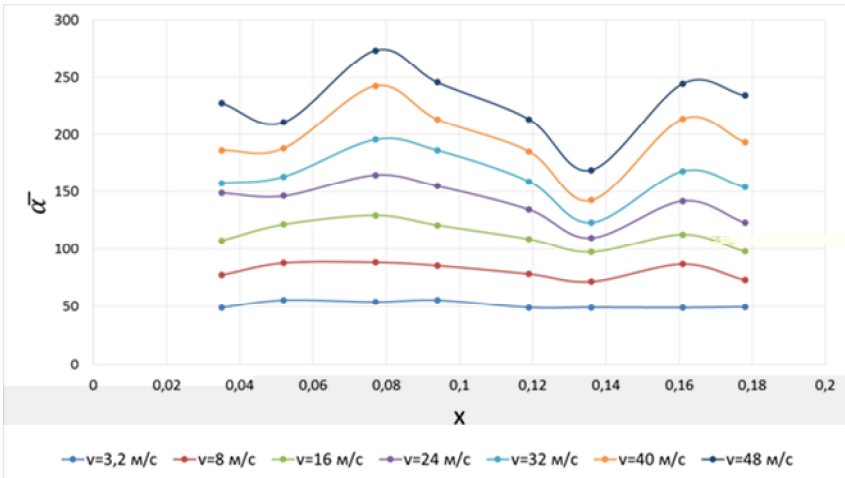


Рис. 5. Средние данные коэффициента теплоотдачи по длине канала

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum \alpha_i F_i}{\sum F_i} \quad (8)$$

$\alpha' = q / (\bar{t}_w - \bar{t}_f)$ - коэффициент теплоотдачи осреднённый по площади поверхности ячейки; $\sum F_i = S_{\text{выборки}}$ - площадь поверхности выборки; $\bar{t}_w = \frac{\sum t_{wi}}{\sum n_i}$ - температура поверхности стенки, осреднённая по площади поверхности выборки.

Заключение

Результаты численного исследования показали, что верификация модели выполнена успешно, и что данная модель подходит для численного исследования теплообмена в щелевых каналах с лунками при развитом турбулентном режиме. В диапазоне $Re=10000 \div 18000$ отклонения значительно уменьшаются и не превышают погрешности экспериментальных исследований. Так же выполнен сравнительный анализ показавший, что интенсификаторы сферической формы эффективнее цилиндрических на 46%.

Список литературы

1. Габдрахманов И.Р., Щелчков А.В., Попов И.А., Исаев С.А.. Применение пластинчатых теплообменных аппаратов с поверхностными интенсификаторами теплоотдачи в системах

"EGR" для улучшения экологических характеристик ДВС// Вестник технологического университета. 2015. Т.18, №5. УДК 536.24.

2. Гортышов Ю.Ф., Попов И.А., Олимпиев В.В., Щелчков А.В., Каськов С.И. Г74 Тепло-гидравлическая эффективность перспективных способов интенсификации теплоотдачи в каналах теплообменного оборудования. Интенсификация теплообмена: монография / под общ. ред. Ю.Ф.Гортышова. - Казань: Центр инновационных технологий, 2009. - 531 с..

3. Исаев С.А.