

---

---

**ТЕПЛО- И МАССООБМЕН,  
СВОЙСТВА РАБОЧИХ ТЕЛ И МАТЕРИАЛОВ**

---

---

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНФИГУРАЦИИ ОРЕБРЕНИЯ  
НА ТЕПЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООБМЕННИКА  
ИЗ ОРЕБРЕННЫХ ТРУБ. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ**

© 2021 г. К. Goudarzi\*

*Department of Mechanical Engineering, Yasouj University, Yasouj, 75918-74831, Iran*

*\*e-mail: kgoudarzi@yu.ac.ir*

Поступила в редакцию 06.10.2019 г.

После доработки 25.05.2020 г.

Принята к публикации 26.08.2020 г.

Экспериментально исследовано влияние конфигурации плоских ребер на тепловые характеристики оребренного теплообменника. Изучены конфигурации оребрения с ребрами четырех форм: прямой (P), сопловой (N), диффузорной (D) и соплово-диффузорной (ND). Углы отгиба N-ребер составляли 10° и 20°, а D-ребер – 10°, 20°, 30° и 40°. Установлено, что конфигурация оребрения и угол отгиба ребер играют важную роль в повышении тепловых характеристик теплообменника. Главное преимущество предлагаемого метода оребрения по сравнению с применявшимися ранее – увеличение теплоотдачи практически без повышения коэффициента сопротивления трения внутри трубы теплообменника. Описаны схема экспериментальной установки и ее основные характеристики. Графически представлены полученные экспериментальные данные по теплоотдаче. Показано, что небольшие углы отгиба сопловых и диффузорных ребер существенно повышают теплоотдачу, в то время как углы более 40° приводят к ее ухудшению. Представлена формула для расчета числа Нуссельта, обобщающая экспериментальные данные для всех исследованных конфигураций оребрения с погрешностью ±14%.

*Ключевые слова:* теплообменник из оребренных труб, конфигурация ребер, угол отгиба ребер, улучшение теплоотдачи, коэффициент сопротивления трения, шаг оребрения

**DOI:** 10.1134/S004036362107002X

Теплообменники из оребренных труб (ТОТ) – наиболее распространенные и эффективные теплообменники, применяемые в различных отраслях промышленности. Исследователи разных стран работали и работают в настоящее время в направлении повышения их эффективности. Решение этой проблемы достигается путем применения различных турбулизаторов потока: эллиптической и круглой формы [1, 2], трубных вставок [3, 4], вихревых стержней [5], наклонных вихревых колец [6], отдельных наклонных ребер [7–11], отдельных наклонных канавок [12], прерывистых кольцевых канавок [13], различных вихрегенераторов [14–29].

В [30] авторами были проведены исследования теплообменников с ребрами из полипропилена, имеющего довольно высокую теплопроводность. Авторы [31] изучили влияние зубчатой формы ребер на характеристики труб с такими ребрами. Результаты экспериментов показали, что при одинаковой площади теплообмена тру-

бы с зубчатыми ребрами имеют лучшие характеристики, чем трубы с ребрами без зубцов. В [32] в целях выбора наилучших геометрических характеристик оребрения численно выполнена оптимизация как пластинчатого ребра, так и оребренной трубы.

Авторы [33] провели экспериментальное исследование для определения оптимального шага оребрения для гофрированных спиральных оребренных и трубчатых теплообменников. Полученные результаты показали, что оптимальный шаг оребрения составляет 4.2 мм и это значение может быть использовано для эффективного проектирования промышленных тепловых систем. Экспериментальная работа [34] посвящена исследованию интенсификации теплопередачи путем размещения вставки из листового металла внутри трубы и теплоотдачи на поверхности металлического листа, прикрепленного к поверхности трубы.

Авторы [35] численно изучили улучшение характеристик теплопередачи теплообменников с оребренными трубами с большим шагом перфорированных ребер. Было изучено влияние размера и количества отверстий на скорость теплопередачи и значение фактора Колберна на воздушной стороне.

В [36] рассмотрено два типа прямоугольных пазов, выполненных на поверхности трубы, и исследовано их влияние на тепловые характеристики пучков оребренных труб с воздушной стороны, расположенных линейно и в шахматном порядке. Авторы [36] пришли к выводу, что паз на поверхности может вызвать значительную интенсификацию теплообмена пучков оребренных труб.

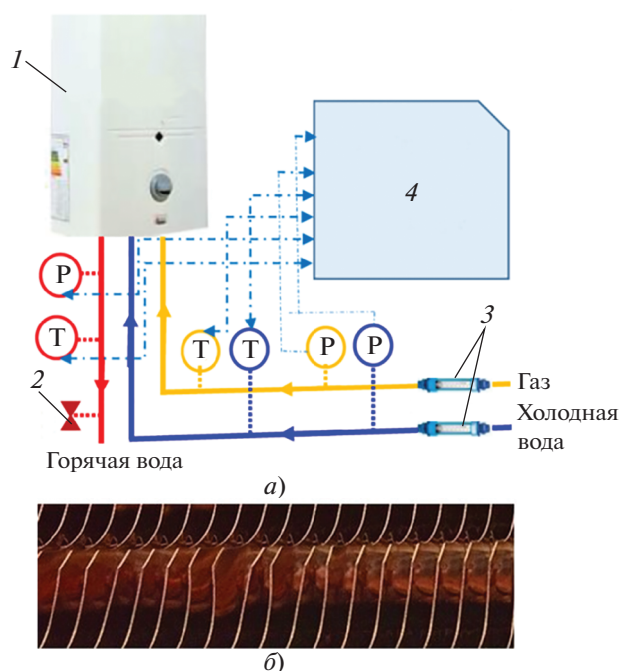
В [37] численно исследовано увеличение теплопередачи при вынужденной конвекции в трубных пучках, обернутых металлопенной. Авторы исследовали влияние на теплопередачу толщины слоя вспененного материала и скорости набегающего потока и показали, что характеристики теплопередачи трубного пучка с металлопенной могут увеличиться в 1.8–2.0 раза по сравнению пучком без металлопены.

Авторы [38] провели численное исследование теплогидравлических характеристик компактного теплообменника с пучком труб с новой конструкцией ребер и трубы (одно- и трехгофрированные ребра и овалы трубки). Было показано, что гофрированные ребра могут значительно повысить тепловой КПД пластинчатого компактного теплообменника.

Анализ литературных данных показывает, что предыдущие исследования были посвящены улучшению теплоотдачи в потоке внутри трубы, а также повышению производительности теплообменника при вынужденной конвекции с воздушной стороны. Однако ни в одном из предыдущих исследований не сообщалось об улучшении теплопередачи теплообменников с оребренными трубами благодаря изменению конфигурации оребрения. Таким образом, целью данного исследования является изучение влияния формы ребер и угла их отгиба на тепловые характеристики теплообменника. Повышения тепловых характеристик ТОТ благодаря изменению формы ребер можно достичь, используя небольшое количество ребер, поэтому срок окупаемости такого теплообменника будет сравнительно невелик.

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Принципиальная схема экспериментальной установки показана на рис. 1. Теплообменник с



**Рис. 1.** Принципиальная схема экспериментальной установки (а) и вид оребренной трубы (б). 1 – теплообменник; 2 – клапан; 3 – расходомер; 4 – дисплей и регистратор данных; Т – датчик температуры (хромель-алюмелевая термопара); Р – датчик давления

оребранными трубами (используемый в проточном газовом водонагревателе) обеспечивает обмен теплом между газом, поступающим от горелки, и холодной водой, протекающей в трубе. Для увеличения теплоотдачи горячего газа применяются плоские ребра.

Экспериментальная установка состоит из оребренного теплообменника, трубопроводов холодной и горячей воды, подвода топлива (газа), информационного дисплея и приборов, предназначенных для измерения температуры, перепада давления и расхода. Поток через трубы теплообменника регулируется с помощью клапана, который находится в конце трубопровода горячей воды. Технические характеристики оребренного трубчатого теплообменника приведены далее:

Длина медной трубы $L$ , мм .....	1280
Диаметр трубы, мм:	
внутренний $D$ .....	17
наружный .....	19
Количество ребер, шт .....	80

Размеры ребра, мм:

толщина .....1.0

ширина .....220

высота .....45

Шаг ребер, мм .....4

Холодная вода пропускается с помощью электрического насоса через трубу теплообменника с различным расходом, который измеряется стеклянным расходомером (АСА05) с погрешностью 0.02 дм<sup>3</sup>/ч. Для измерения температуры воды на входе в теплообменник и на выходе из него используются две хромель-алюмелевые термопары (погрешность измерения  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ ). Кроме того, еще три термопары для измерения средней температуры стенки трубы расположены в трех точках на ее поверхности. Для измерения давления в теплообменнике используются два датчика давления (погрешность  $\pm 0.25\%$  полной шкалы датчика) на входе в теплообменник и на выходе из него. Эти датчики и термопары подключены к устройству регистрации данных.

## ОБРАБОТКА ДАННЫХ

Для определения влияния формы ребер на тепловые характеристики ТОТ была исследована теплоотдача внутри трубы. Основная цель настоящей работы – определение по экспериментальным данным оптимальных зависимостей числа Nu и коэффициента сопротивления трения  $\xi$  от массового расхода воды внутри трубы при трех конфигурациях ребер с разным углом отгиба. Вода течет внутри трубы, а газ движется снаружи трубы и контактирует с плоскими ребрами различной формы.

Для проведения расчетов использовались следующие соотношения.

Коэффициент трения определяется по измененным значениям перепада давления  $\Delta p$  в теплообменнике с использованием уравнения Дарси

$$\xi = \frac{\Delta p}{(L/D)(\rho V^2/2)}, \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность воды;  $V$  – скорость потока воды.

Среднее значение числа Nu рассчитывается следующим образом:

$$\text{Nu} = \alpha D / \lambda, \quad (2)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности трубы;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности воды.

Средний коэффициент теплоотдачи определяется по соотношению

$$\alpha = \frac{Q}{A_{HE} (T_w - T_b)}, \quad (3)$$

где  $Q$  – тепловой поток от газа к воде;  $A_{HE} = \pi DL$  – площадь внутренней поверхности трубы;  $T_b = 0.5(T_i + T_o)$ ,  $T_i$  и  $T_o$  – температуры на входе в трубу и на выходе из нее;  $T_w = 1/3(T_{w1} + T_{w2} + T_{w3})$ ,  $T_{w1}$ ,  $T_{w2}$ ,  $T_{w3}$  – температуры, измеренные в трех точках на внешней поверхности трубы.

Установившийся тепловой поток от горячего газа к воде может быть рассчитан по формуле

$$Q = mc_{p-w} (T_o - T_i), \quad (4)$$

где  $m$  – массовый расход воды;  $c_{p-w}$  – теплоемкость воды.

Число Прандтля воды вычисляется следующим образом:

$$\text{Pr} = \frac{\mu c_{p-w}}{\lambda}, \quad (5)$$

где  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости воды.

Число Рейнольдса определяется по скорости воды  $V$  в трубе и может быть рассчитано по формуле

$$\text{Re} = \frac{\rho VD}{\mu}. \quad (6)$$

Скорость воды в трубе определяется как

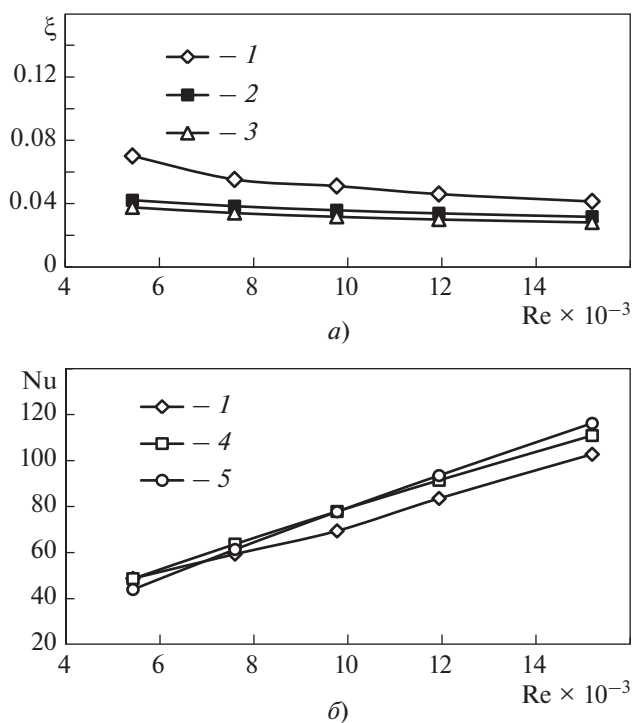
$$V = \frac{m}{\rho A}, \quad (7)$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения трубы.

## РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

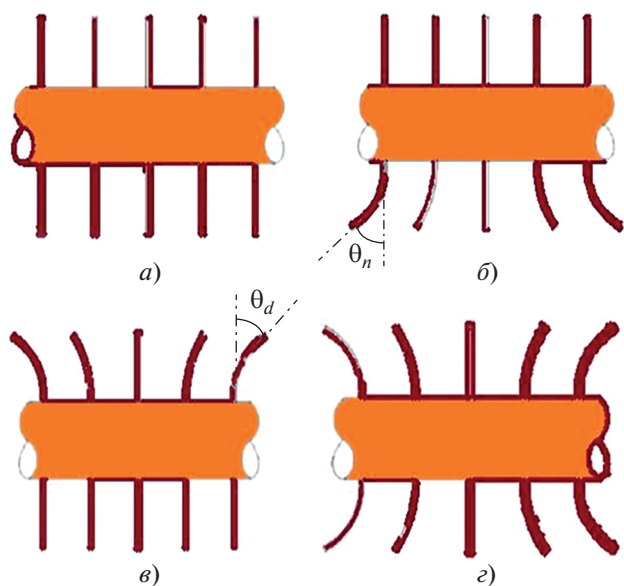
Эксперименты были проведены на установке, описанной ранее, при объемном расходе воды от  $2.7 \times 10^{-3}$  до  $9.3 \times 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с. В результате экспериментов было установлено, что геометрические параметры, такие как конфигурация ребер и угол их отгиба, существенно влияют на скорость теплопередачи.

Изменения коэффициента сопротивления трения  $\xi$  и числа Nu внутри круглой гладкой трубы оребренного теплообменника в зависимости от Re представлены на рис. 2. Результаты настоящей ра-



**Рис. 2.** Изменение коэффициента сопротивления трения  $\xi$  (а) и числа  $Nu$  (б) в зависимости от числа Рейнольдса.

1 – экспериментальные данные авторов; 2 – формула Блазиуса; 3 – формула Петухова; 4 – формула Диттуса – Боелтера; 5 – формула Гниелинского



**Рис. 3.** Конфигурации плоских ребер. а – прямая (P); б – сопловая (N); в – диффузорная (D); г – сопло-диффузорная (ND)

боты сравниваются с данными, полученными по известным формулам Блазиуса и Петухова для коэффициента сопротивления трения, Диттуса – Боелтера и Гниелинского для числа Нуссельта. Из этих рисунков видно, что значения числа  $Nu$  и коэффициента сопротивления трения, полученные в настоящей работе, очень хорошо коррелируют с соответствующими значениями, полученными по расчетным формулам, которые приводятся далее.

Расчетные формулы, использованные для сопоставления с полученными экспериментальными данными, имеют следующий вид:

$$Nu = \frac{\left(\frac{\xi}{8}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\left(\frac{\xi}{8}\right)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (8)$$

при  $3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$

(формула Гниелинского);

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (9)$$

(формула Диттуса – Боелтера);

$$\xi = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2} \quad (10)$$

при  $10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^6$

(формула Петухова);

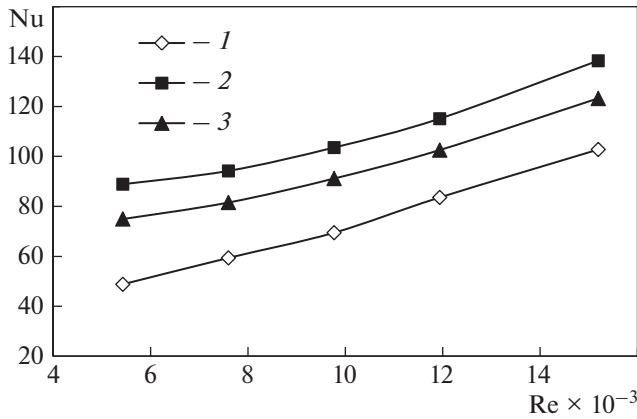
$$\xi = 0.316Re^{-0.25} \quad (11)$$

(формула Блазиуса).

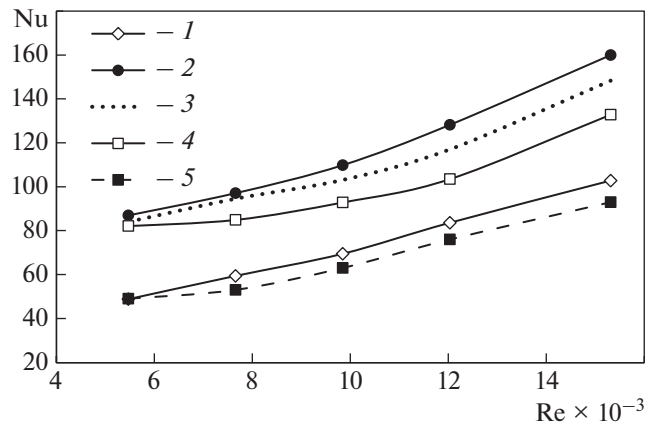
В данной работе исследуются четыре конфигурации оребрения: прямая (P), сопловая (N), диффузорная (D) и сопло-диффузорная (ND) (рис. 3). Угол отгиба плоского прямого ребра в верхней части  $\theta_d$  (диффузор) составляет  $10^\circ$  или  $20^\circ$ , а в нижней части  $\theta_n$  (сопло) варьируется от  $10^\circ$  до  $40^\circ$ .

Одним из важных преимуществ такого оребрения по сравнению с другими методами повышения теплопередачи в теплообменнике является то, что оно (оребрение) практически не влияет на трение внутри трубы. Большинство методов, представленных в литературных источниках, по которым проводился обзор, существенно увеличивают трение, что приводит к снижению эффективности теплообменника. В отличие от этих методов, изменение конфигурации ребер и угла их отгиба влияет только на число  $Nu$ , и именно это изучается в данном исследовании.

Зависимость экспериментально измеренного среднего значения числа  $Nu$  от числа  $Re$  для P- и



**Рис. 4.** Зависимость числа Nu от числа Re при N-оребрении.  
1 – P-оребрение; 2, 3 – N-оребрение;  $\theta_n$ , град: 2 – 10; 3 – 20

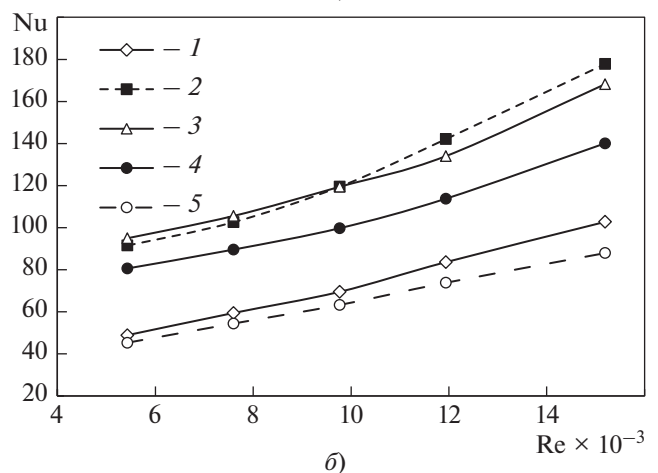
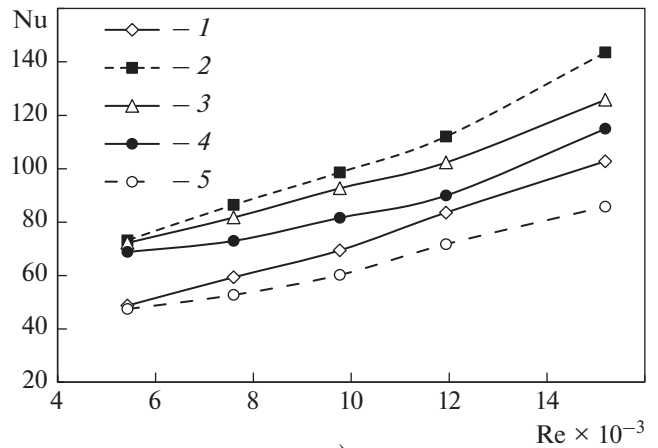


**Рис. 5.** Зависимость числа Nu от числа Re при D-оребрении.  
1 – P-оребрение; 2–5 – D-оребрение;  $\theta_d$ , град: 2 – 10; 3 – 20; 4 – 30; 5 – 40

N-оребрения при двух значениях  $\theta_n$  показано на рис. 4. Как видно из этого рисунка, числа Nu увеличиваются с ростом числа Re для всех рассмотренных случаев оребрения. Очевидно, что увеличение угла отгиба плоского прямого ребра путем преобразования оребрения в сопловое повышает значения числа Nu. Однако наибольший рост теплоотдачи наблюдается при меньшем значении угла  $\theta_n$ , составляющем 10°. Это можно объяснить тем, что при малых углах отгиба скорость горячего газа на поверхности труб увеличивается, что повышает коэффициент теплоотдачи. При больших углах отгиба N-ребра перекрывают поток газа, что снижает его скорость и в итоге уменьшает коэффициент теплоотдачи. Как бы то ни было, полученные результаты показывают, что при преобразовании P-ребер в N-ребра теплоотдача увеличивается.

На рис. 5 показано изменение чисел Nu в зависимости от числа Re для D-оребрения при разных углах  $\theta_d$ . Из этого рисунка видно, что числа Nu увеличиваются с изменением формы ребра с плоской на диффузорную при всех значениях угла отгиба (10°, 20°, 30° и 40°). Это связано с повышением давления горячего газа в диффузорной части оребрения и, как следствие, увеличением теплоотдачи. При  $\theta_d = 10^\circ$  горячий газ движется между ребрами довольно далеко от поверхности трубы, что приводит к наибольшим значениям числа Nu.

Результаты, приведенные на рис. 5, свидетельствуют о том, что при изменении формы ребер с плоской на диффузорную коэффициенты теплоотдачи значительно увеличиваются. Рост коэффициента теплоотдачи составляет от 24% при уг-



**Рис. 6.** Зависимость числа Nu от числа Re при ND-оребрении.  
Угол отгиба  $\theta_n$ , град: а – 10; б – 20;  
1 – P-оребрение;  $\theta_d$ , град: 2 – 10; 3 – 20; 4 – 30; 5 – 40

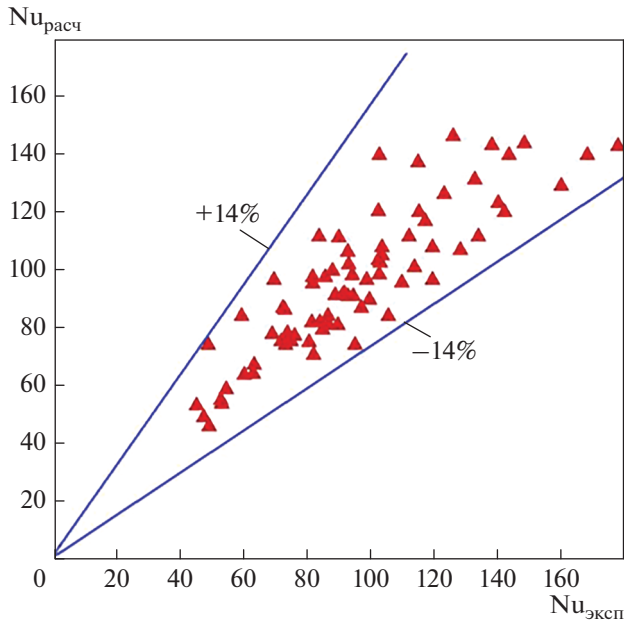


Рис. 7. Экспериментальные и рассчитанные по формуле (12) значения числа Nu

ле отгиба  $30^\circ$  до  $57\%$  при малом угле отгиба (около  $10^\circ$ ). Согласно полученным данным, коэффициенты теплоотдачи значительно снижаются при больших углах наклона диффузора (около  $40^\circ$ ). Это обусловлено существенным изменением направления течения и замедлением потока горячего газа. Из-за торможения потока коэффициенты теплоотдачи резко падают. При малых углах  $\theta_d$  изменение движения потока горячего газа по сравнению с течением в основании ребер таково, что продолжительность теплообмена с ребрами увеличивается и коэффициент теплоотдачи растет. При больших же значениях угла отгиба расход потока газов невелик и коэффициенты теплоотдачи снижаются.

На рис. 6 показаны зависимости числа Nu от числа Re для соплово-диффузорного оребрения при разных углах отгиба ребер. На рис. 6, а угол N-ребра фиксированный и составляет  $10^\circ$ , а угол D-ребра изменяется от  $10^\circ$  до  $40^\circ$ . При  $\theta_d = 10^\circ$  числа Nu увеличиваются по сравнению с прямым оребрением существенно (примерно на  $40\%$ ), но при  $\theta_d = 20^\circ$  и  $30^\circ$  наблюдается относительно небольшое повышение теплоотдачи. А при  $\theta_d = 40^\circ$  из-за значительной кривизны ребер и большого пути прохождения газа между ребрами и, соответственно, снижения их скорости значения числа Nu становятся даже ниже таковых для прямого ребра. Естественно, количественно (в %) снижение не такое существенное, как для диффузно-

го ребра, поскольку сопловые ребра несколько компенсируют скорость потока газа.

На рис. 6, б рассматривается случай, когда фиксированный угол отгиба N-ребра составляет  $20^\circ$ , а угол D-ребра изменяется от  $10^\circ$  до  $40^\circ$ . Полученные результаты аналогичны предыдущему случаю с той лишь разницей, что здесь из-за увеличения угла  $\theta_n$ , приводящего к росту расхода газа, коэффициент теплоотдачи повышается. Число Nu увеличивается примерно на  $34$  и  $73\%$  по сравнению с базовым прямым оребрением. В этом случае при  $\theta_n \geq 40^\circ$  происходит довольно существенное снижение коэффициента теплоотдачи, что связано со снижением расхода газа из-за изменения траектории его прохождения между ребрами.

### ОБОБЩЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

Полученные экспериментальные данные по теплоотдаче обобщены следующей зависимостью:

$$\begin{aligned} Nu = & 80.61 + 2.84Re - 7Re^2 + 23.57 \times \\ & \times \sin \left\{ \sin \left[ 0.92 + \sin (29.72 \theta^*) \right] - 17.95 \theta^{*2} - \right. \\ & \left. - 0.001 Re \theta^* \sin \left[ \sin (199.77 \theta^{*2}) \right] \right\}, \end{aligned} \quad (12)$$

где параметр  $\theta^* = \frac{90 - \theta_n}{90 - \theta_d}$ .

На рис. 7 для сравнения показаны экспериментально измеренные и рассчитанные по формуле (12) значения числа Nu. Как видно из этого рисунка, представленная зависимость (12) описывает  $86\%$  экспериментальных данных с погрешностью  $\pm 14\%$ .

Погрешности определения коэффициента сопротивления трения и значений числа Nu вычислялись с использованием соотношений из [39]. Как показали расчеты, максимальные погрешности при определении чисел Re, Nu и коэффициента сопротивления трения составляют  $5.0$ ,  $8.9$  и  $6.2\%$  соответственно.

### ВЫВОДЫ

1. Конфигурация и угол отгиба ребер играют важную роль в улучшении характеристик теплообменника с оребренными трубами.

2. Главное преимущество предлагаемого метода оребрения перед уже существующими — увеличение теплоотдачи при несущественном влиянии на коэффициент сопротивления трения внутри трубы теплообменника.



3. Предлагаемый в настоящей статье метод оребрения позволяет уменьшить габариты теплообменника, снизить стоимость его производства и затраты на его обслуживание.

4. При изменении формы ребер с прямой на сопловую, диффузорную и соплово-диффузорную при углах отгиба  $10^\circ$ ,  $20^\circ$  и  $30^\circ$  значения числа Нуссельта повышаются и, как следствие, улучшаются тепловые характеристики оребренного теплообменника.

5. При угле отгиба ребер  $40^\circ$  коэффициенты теплоотдачи снижаются и эффективность теплообменника падает.

#### БЛАГОДАРНОСТИ

Автор выражает признательность за финансовую поддержку, оказанную Университетом Ясудж. Также автор благодарит студента бакалавриата Аделя Аболпура за сотрудничество в проведении экспериментов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Heat transfer enhancement of a circular tube heat exchanger fitted with an elliptic shaped turbulator designed in the context of developing countries** / M. Rivier, P. Sebastian, Th. Goli, G. Raffray, A. Collignan // *Appl. Therm. Eng.* 2015. V. 81. P. 92–101. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.078>
2. **Kumar A., Chamoli S., Kumar M.** Experimental investigation on thermal performance and fluid flow characteristics in heat exchanger tube with solid hollow circular disk inserts // *Appl. Therm. Eng.* 2016. V. 100. P. 227–236. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.081>
3. **Numerical simulation and optimization of heat transfer enhancement in a heat exchanger tube fitted with vortex rod inserts** / N. Zheng, P. Liu, X. Wang, F. Shan, Z. Liu, W. Liu // *Appl. Therm. Eng.* 2017. V. 123. P. 471–484. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.112>
4. **Chamoli S., Yu P., Yu Sh.** Multi-objective shape optimization of a heat exchanger tube fitted with compound inserts // *Appl. Therm. Eng.* 2017. V. 117. P. 708–724. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.02.047>
5. **Numerical studies on thermo-hydraulic characteristics of laminar flow in a heat exchanger tube fitted with vortex rods** / N. Zheng, P. Liu, F. Shan, J. Liu, Z. Liu, W. Liu // *Int. J. Therm. Sci.* 2016. V. 100. P. 448–456. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.09.008>
6. **Thermal performance enhancement in a heat exchanger tube fitted with inclined vortex rings** / P. Promvong, N. Koolnapadol, M. Pimsarn, C. Thianpong // *Appl. Therm. Eng.* 2014. V. 62. Is. 1. P. 285–292. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.09.031>
7. **A numerical study on heat transfer enhancement and the flow structure in a heat exchanger tube with discrete double inclined ribs** / N. Zheng, W. Liu, Z. Liu, P. Liu, F. Shan // *Appl. Therm. Eng.* 2015. V. 90. P. 232–241. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.07.009>
8. **Effects of rib arrangements on the flow pattern and heat transfer in an internally ribbed heat exchanger tube** / N. Zheng, P. Liu, F. Shan, Z. Liu, W. Liu // *Int. J. Therm. Sci.* 2016. V. 101. P. 93–105. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.10.035>
9. **Numerical investigations of the thermal-hydraulic performance in a rib-grooved heat exchanger tube based on entropy generation analysis** / N. Zheng, P. Liu, F. Shan, Z. Liu, W. Liu // *Appl. Therm. Eng.* 2016. V. 99. P. 1071–1085. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.008>
10. **Numerical simulation and sensitivity analysis of heat transfer enhancement in a flat heat exchanger tube with discrete inclined ribs** / N. Zheng, P. Liu, Z. Liu, W. Liu // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2017. V. 112. P. 509–520. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.05.019>
11. **Song W.M., Meng J.A., Li Z.X.** Numerical study of air-side performance of a finned flat tube heat exchanger with crossed discrete double inclined ribs // *Appl. Therm. Eng.* 2010. V. 30. Is. 13. P. 1797–1804. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.04.013>
12. **Turbulent flow and heat transfer enhancement in a heat exchanger tube fitted with novel discrete inclined grooves** / N. Zheng, P. Liu, F. Shan, Z. Liu, W. Liu // *Int. J. Therm. Sci.* 2017. V. 111. P. 289–300. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.09.010>
13. **Lin Z.M., Wang L.B., Zhang Y.H.** Numerical study on heat transfer enhancement of circular tube bank fin heat exchanger with interrupted annular groove fin // *Appl. Therm. Eng.* 2014. V. 73. Is. 2. P. 1465–1476. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.05.073>
14. **Fin-and-tube heat exchanger enhancement with a combined herringbone and vortex generator design** / T. Välikangas, Sh. Singh, K. Sørensen, T. Condra // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2018. V. 118. P. 602–616. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.11.006>
15. **Leu J.Sh., Wu Y.H., Jang J.Y.** Heat transfer and fluid flow analysis in plate-fin and tube heat exchangers with a pair of block shape vortex generators // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2004. V. 47. Is. 19–20. P. 4327–4338. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.04.031>
16. **Chimres N., Wang Ch.Ch., Wongwises S.** Optimal design of the semi-dimple vortex generator in the fin and tube heat exchanger // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2018. V. 120. P. 1173–1186. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.11.121>
17. **The performances of circular tube bank fin heat exchangers with fins punched with quadrilateral vortex generators and flow re-distributors** / W. Dang, J. Nugud, Z.M. Lin, Y.H. Zhang, S. Liu, L.B. Wang // *Appl. Therm. Eng.* 2018. V. 134. P. 437–449. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.02.008>

18. **Experimental** study on the performance of a novel fin-tube air heat exchanger with punched longitudinal vortex generator / J.M. Wu, H. Zhang, C.H. Yan, Y. Wang // *Energy Convers. Manage.* 2012. V. 57. P. 42–48. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2011.12.009>
19. **Numerical** simulation of flow and heat transfer characteristics in wavy fin-and-tube heat exchanger with combined longitudinal vortex generators / J. Gong, Ch. Min, Ch. Qi, E. Wang, L. Tian // *Int. Commun. Heat Mass Transfer.* 2013. V. 43. P. 53–56. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.01.004>
20. **Wang W., Bao Y., Wang Y.** Numerical investigation of a finned-tube heat exchanger with novel longitudinal vortex generators // *Appl. Therm. Eng.* 2015. V. 86 P. 27–34. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.04.041>
21. **Numerical** simulation on flow and heat transfer of fin-and-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators / L. Li, X. Du, Y. Zhang, L. Yang, Y. Yang // *Int. J. Therm. Sci.* 2015. V. 92. P. 85–96. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2015.01.030>
22. **Joardar A., Jacobi A.M.** Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain-fin-and-tube heat exchangers // *Int. J. Refrig.* 2008. V. 31. Is. 1. P. 87–97. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.04.011>
23. **Analysis** of heat transfer and pressure drop for fin-and-tube heat exchangers with rectangular winglet-type vortex generators / Y.L. He, P. Chu, W.Q. Tao, Y.W. Zhang, T. Xie // *Appl. Therm. Eng.* 2013. V. 61. Is. 2. P. 770–783. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.02.040>
24. **Gholami A.A., Mazlan A.W., Mohammed H.A.** Heat transfer enhancement and pressure drop for fin-and-tube compact heat exchangers with wavy rectangular winglet-type vortex generators // *Int. Commun. Heat Mass Transfer.* 2014. V. 54. P. 132–140. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.02.016>
25. **Enhancement** of heat transfer in a fin-tube heat exchanger using rectangular winglet type vortex generators / A. Sinha, H. Chattopadhyay, A.K. Iyengar, G. Biswas // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2016. V. 101. P. 667–681. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.05.032>
26. **Effect** of geometric size of curved delta winglet vortex generators and tube pitch on heat transfer characteristics of fin-tube heat exchanger / K.W. Song, Z.P. Xi, M. Su, L.Ch. Wang, X. Wua, L.B. Wang // *Exp. Therm. Fluid Sci.* 2017. V. 82. P. 8–18. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.11.002>
27. **Sarangi Sh. K., Mishra D.P.** Effect of winglet location on heat transfer of a fin-and-tube heat exchanger // *Appl. Therm. Eng.* 2017. V. 116. P. 528–540. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.01.106>
28. **Experimental** and numerical study and comparison of performance for wavy fin and a plain fin with radiantly arranged winglets around each tube in fin-and-tube heat exchangers / M.J. Li, H. Zhang, J. Zhang, Y.T. Mu, E. Tian, D. Dan, X.D. Zhang, W.Q. Tao // *Appl. Therm. Eng.* 2018. V. 133 P. 298–307. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.012>
29. **Thermal** performance of heat exchanger tube inserted with curved-winglet tapes / S. Skullong, P. Promvong, Ch. Thianpong, N. Jayranaiwachira, M. Pimsarn // *Appl. Therm. Eng.* 2018. V. 129. P. 1197–1211. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.110>
30. **Chen L., Li Z., Guo Z.Y.** Experimental investigation of plastic finned-tube heat exchangers, with emphasis on material thermal conductivity // *Exp. Therm. Fluid Sci.* 2009. Is. 5. V. 33. P. 922–928. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2009.04.001>
31. **Numerical** investigations for the optimization of serrated finned-tube heat exchangers / A. Lemouedda, A. Schmid, E. Franz, M. Breuer, A. Delgado // *Appl. Therm. Eng.* 2011. V. 31. Is. 8–9. P. 1393–1401. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.12.035>
32. **Bilir L., Ilken Z., Ereğ A.** Numerical optimization of a fin-tube gas to liquid heat exchanger // *Int. J. Therm. Sci.* 2012. V. 52. P. 59–72. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2011.09.010>
33. **Pongsoi P., Pikulkajorn S., Wongwises S.** Effect of fin pitches on the optimum heat transfer performance of crimped spiral fin-and-tube heat exchangers // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2012. V. 55. Is. 23–24. P. 6555–6566. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.06.061>
34. **Experimental** investigation of heat transfer enhancement and fluid flow characteristics in a protruded surface heat exchanger tube / P. Kumar, A. Kumar, S. Chamoli, M. Kumar // *Exp. Therm. Fluid Sci.* 2016. V. 71. P. 42–51. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.10.014>
35. **Liu X., Yu J., Yan G.** A numerical study on the air-side heat transfer of perforated finned-tube heat exchangers with large fin pitches // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2016. V. 100. P. 199–207. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.04.081>
36. **Effects** of continuous and alternant rectangular slots on thermo-flow performances of plain finned tube bundles in in-line and staggered configurations / Y.Q. Kong, L.J. Yang, X.Z. Du, Y.P. Yang // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2016. V. 93. P. 97–107. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.10.008>
37. **Simulation** and optimization of metal-foam tube banks for heat transfer enhancement of exhaust heat exchangers / Y. Wang, H. Tian, G. Shu, G. Yu, X. Ma, X. Li // *Energy Procedia.* 2017. V. 142. P. 3863–3869. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.12.289>
38. **Gholami A., Wahid M.A., Mohammed H.A.** Thermal-hydraulic performance of fin-and-oval tube compact heat exchangers with innovative design of corrugated fin patterns // *Int. J. Heat Mass Transfer.* 2017. V. 106. P. 573–592. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.028>
39. **ANSI/ASME PTC 19.** Measurement Uncertainty. 1986. Part I.



## Investigation of the Effect of Fin Configuration and Fin Angle on Thermal Performance of Finned-tube Heat Exchanger. Experimental Study

K. Goudarzi\*

*Department of Mechanical Engineering, Yasouj University, Yasouj, 75918-74831 Iran*

*\*e-mail: kgoudarzi@yu.ac.ir*

**Abstract**—The influence of the configuration of flat fins on the thermal characteristics of a finned-tube heat exchanger is experimentally investigated. The configurations fins of four shapes are studied: plain (P), nozzle (N), diffuser (D), and nozzle-diffuser (ND). The bend angles of the N-fins were 10 and 20°, and the D-fins were 10, 20, 30, and 40°. It has been established that the configuration of the finning and the angle of bending of the fins play an important role in increasing the thermal characteristics of the finned-tube heat exchanger. The main advantage of the proposed finning method in comparison with those used earlier is an increase in heat transfer practically without an increase in the coefficient of friction inside the heat exchanger tube. The scheme of the experimental setup and its main characteristics are described. The obtained experimental data on heat transfer are graphically presented. It is shown that small bending angles of the nozzle and diffuser fins significantly increase heat transfer, while angles of more than 40° lead to its deterioration. A formula for calculating the Nusselt number is presented, which generalizes the experimental data for all investigated finning configurations with an error of  $\pm 14\%$ .

**Keywords:** finned-tube heat exchanger, fin configuration, bending angle, transfer enhancement, the friction factor, pitch of fins