

УДК 536.524

**Численный трехмерный анализ  
теплогидравлических свойств  
турбулентного течения  
в закрученных квадратных воздуховодах**

П. Промтайсонг<sup>1</sup>, В. Чуваттанакул<sup>2</sup>, С. Эямса-ард<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Технологический университет Маханакорн, Бангкок, Таиланд

<sup>2</sup>Технологический институт короля Монгкута Ладкрабанг, Бангкок, Таиланд

E-mail: smith@mut.ac.th

В работе исследуются теплообмен, локальные распределения числа Нуссельта, структура течения и характеристики трения закрученных квадратных воздуховодов. Проведен численный анализ влияния величины коэффициента закрутки ( $TR = p/D = 3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5$  и  $6$ ) на теплогидравлические характеристики закрученных квадратных воздуховодов при постоянном тепловом потоке у стенки для чисел Рейнольдса, определяемых гидравлическим диаметром закрученного квадратного воздуховода, в диапазоне от 3000 до 20000. Для сравнения выполнен анализ тех же характеристик для прямого квадратного воздуховода. Численные результаты показали, что закрученные квадратные каналы являются более эффективными с точки зрения теплопередачи, чем прямые квадратные каналы, поскольку вихревой поток способствует увеличению перемешивания жидкости и уменьшению толщины теплового пограничного слоя. Уменьшение коэффициента закрутки приводит к увеличению числа Нуссельта и коэффициента трения за счет более высокой частоты вихревого течения. По сравнению с прямыми квадратными воздуховодами в закрученных квадратных воздуховодах теплообмен для  $TR = 3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5$  и  $6$  улучшился на 52, 49,82, 45,85, 42,22, 39,54, 35,41, и 31,77 % соответственно. Среди исследованных закрученных воздуховодов те, у которых коэффициент закрутки  $TR = 3,5$ , имеют максимальный коэффициент теплогидравлической эффективности — 1,42 при  $Re = 3000$ . Результаты также показали, что закрученные квадратные воздуховоды превосходят по теплогидравлическим характеристикам прямые квадратные воздуховоды.

**Ключевые слова:** теплообмен, пассивный теплообмен, закрутка, турбулентное периодическое течение, закрученный квадратный воздуховод.

**Введение**

Последние десятилетия в исследованиях большое внимание уделялось интенсификации теплообмена. Для улучшения тепловых характеристик разработано множество методов [1–5]. Пассивная интенсификация теплообмена, включающая модификацию поверхности/течения (например, вихревые устройства, обработанные поверхности, шероховатые поверхности, развитые поверхности, наножидкости, спиральные трубки), получили широкое распространение из-за отсутствия необходимости наличия внешней энергии [6–11]. Среди пассивных способов интенсификации теплообмена основную группу

составляют завихрители. Установлено, что создаваемый в среде вихревой/турбулентный поток способствует эффективной транспортировке тепла от стенки трубы как для ламинарного, так и для турбулентного режимов [12–16]. Закрученное/турбулентное течение может улучшить коэффициент теплопередачи стенки воздуховода путем увеличения эффективного числа Рейнольдса, уменьшающего площадь поперечного течения и увеличивающего среднюю скорость и температурный градиент. Среди имеющихся типов завихрителя в виде закрученной трубы представляет наибольший интерес. Его преимущества заключаются в низкой стоимости обслуживания и высоких тепловых показателях. При этом геометрия закрученной трубки является важным параметром регулирования теплообмена.

Закрученные квадратные воздуховоды производятся для замены прямых гладких квадратных воздуховодов или прямых гладких круглых труб в концентрических трубчатых и кожухотрубных теплообменниках. Это позволяет увеличивать интенсивность теплоотдачи жидкости и внутри воздуховода/трубы, и со стороны кожуха [16–17], а также внутри кольцевой трубы со стороны кожуха и со стороны трубки. Кроме того, уменьшение размера теплообменника позволяет получить его в компактном виде (с площадью поверхности  $> 700 \text{ м}^2$  на единицу объема кожухотрубного теплообменника). Стоимость изготовления промышленного кожухотрубного теплообменника [18] оправдана только в том случае, если его площадь превышает  $15\text{--}20 \text{ м}^2$ . Вариант двухтрубного теплообменника является предпочтительным для теплообменников площадью менее  $15 \text{ м}^2$ . Значительного уменьшения площади концентрического трубчатого и кожухотрубного теплообменников можно достичь в конструкции с закрученным воздуховодом вместо типичного прямого гладкого квадратного воздуховода или прямой гладкой круглой трубы [16, 19].

Закрученные трубки различных форм, размеров и ориентаций были представлены в работах [20–25]. Авторы [22] изучали влияние закрученных овальных труб с разными соотношениями осей ( $a/b$ ) и различными длинами шагов закрутки ( $p$ ) на характеристики теплообмена и перепада давления в трубках теплообменника. Результаты показали, что скорость теплопередачи и падение давления возрастают с увеличением отношения осей ( $a/b$ ), в то время как с увеличением длины шага закрутки ( $p$ ) наблюдается противоположный эффект. Также здесь были получены численные результаты по суммарной скорости, распределению температуры сечения потока в закрученной овальной трубке и продемонстрировано вторичное течение. В работе [23] исследовалось влияние длины шага закрутки ( $p$ ) и отношения осей ( $a/b$ ) закрученной овальной трубы на коэффициент теплопередачи и общую теплопроизводительность со стороны кожуха и коэффициент трения в кожухо-трубном теплообменнике с помощью численного метода на основе модели турбулентности Realized  $k$ - $\varepsilon$ . Было обнаружено, что коэффициенты теплопередачи и трения возрастают при увеличении соотношения осей ( $a/b$ ). Кроме того, было показано, что суммарные величины скоростей в автономных точках ниже, чем в их окрестностях, а температуры — выше. Спиральное течение наблюдалось со стороны кожуха, особенно при  $a/b = 2,8$ . Закрученное течение становилось более интенсивным с увеличением соотношения осей  $a/b$  и уменьшением длины шага закрутки  $p$ . В работе [24] авторы использовали теплообменник с закрученными овальными трубками для улучшения теплообмена со стороны трубки и уменьшения перепада давления со стороны кожуха. Было обнаружено, что необходимыми условиями работы теплообменников с закрученными овальными трубками являются низкая скорость течения со стороны трубки и высокая скорость течения со стороны кожуха. В работе [25] было исследовано влияние геометрии закрученной овальной трубки (со сплющиванием 1,2, 1,4, 1,63, 1,8 и 2,0 и коэффициентами закрутки 0,17, 0,25, 0,33 и 0,5) на интенсивность теплообмена, локальное распределение числа Нуссельта и характеристики потока в области низких чисел Рейнольдса ( $Re = 50\text{--}2000$ ) при помощи численного метода с низкорейнольдсовой  $k$ - $\varepsilon$  моделью. Результаты показали, что коэффициент усиления возрастает с увеличением сплющивания и снижается с увеличением коэффициента шага закрутки. Максимальный коэффициент усиления,

равный 1,7, был достигнут при коэффициенте шага закрутки 0,33 и сплющивании, равном 2,0, при  $Re = 350$ . В работе [26] изучалось влияние комбинированной спирально закрученной трубки с трехканальной скрученной лентой на усиление теплообмена, также исследовалось влияние соотношения ширины ленты ( $w/D = 0,1, 0,25, 0,34$  и  $0,5$ ) и расположения трубки/ленты (встык и в обратном положении). Результаты экспериментов показали, что коэффициенты теплопередачи и трения возрастают с увеличением ширины ленты ( $w/D$ ). Было также обнаружено, что закрученная трубка с трехканальной лентой, расположенной в «обратном» положении, обеспечивает более высокую скорость теплопередачи, чем при расположении «встык». Максимальный тепловой КПД 1,32 достигался при  $w/D = 0,34$ .

Согласно обзору литературы большинство рассматриваемых закрученных трубок имеют овальную форму. Закрученный воздуховод квадратной формы до сих пор не изучался. В настоящей работе впервые представлен сконструированный закрученный квадратный воздуховод, созданный для усиления смешения жидкости, что увеличивает скорость теплопередачи. Приводится сравнение численных исследований поведения потока жидкости и характеристик теплопередачи в закрученных квадратных каналах с коэффициентами закрутки  $TR = p/D = 3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5$  и  $6$  с аналогичными данными для прямых квадратных каналов. Исследование выполнено в условиях равномерного теплового потока от стенки для чисел Рейнольдса в диапазоне от 3000 до 20000 с использованием воздуха в качестве рабочего тела. Изменения  $Nu/Nu_0$  и  $f/f_0$  как функций тестового параметра, включая коэффициенты закрутки ( $TR$ ) и число Рейнольдса ( $Re$ ), оценивались для изучения коэффициента теплогидравлической эффективности системы и определения роли выбранной закрученной квадратной геометрии трубопровода.

### Геометрия закрученного квадратного воздуховода и вычислительная область

Рассматриваемая система представляет собой закрученный квадратный канал (см. рис. 1). Воздух поступал в закрученный квадратный воздуховод с характерным диаметром  $D = 0,05$  м при температуре на входе  $T_{ин}$ . Коэффициент закрутки варьировался:  $TR = p/D = 3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5$  и  $6$ . В области течения применялись шестиугольные сетки. В соответствии с необходимостью разрешения вязкого подслоя сетка в пристенных зонах была плотнее, чем в других областях.

### Граничные условия

Для входа и выхода из области течения использовались периодические границы. Вследствие этого массовый расход воздуха с температурой 300 К ( $Pr = 0,707$ ) предполагался постоянным. Физические свойства воздуха при температуре 300 К также оставались

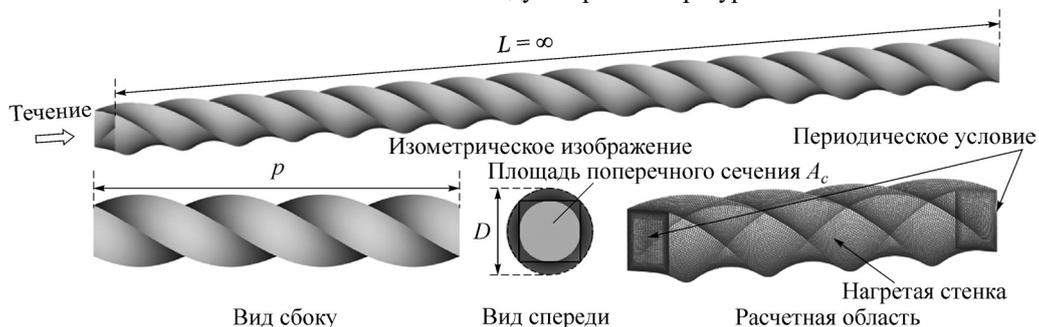


Рис. 1. Геометрия трубки и вычислительная область периодического течения закрученного квадратного канала.

$p$  — длина закрученного участка с углом крутки  $360^\circ$ .

постоянными. На стенках воздухопроводов выполнялись условия непроницаемости границы и прилипания. Постоянный тепловой поток стенок воздухопроводов поддерживался на уровне  $600 \text{ Вт/м}^2$ .

### Математическое обоснование

В численной модели течения жидкости и теплообмена в закрученном квадратном канале используются следующие допущения:

- поток является турбулентным, несжимаемым, устойчивым и трехмерным;
- теплообмен излучением, массовые силы и вязкая диссипация не учитывались.

На основе вышеизложенных допущений для решения задач течения жидкости и теплообмена в закрученном квадратном канале применялись декартова тензорная система уравнений неразрывности, Навье–Стокса и энергии. Для всей расчетной турбулентной области использовалась модель турбулентности Realizable  $k$ - $\varepsilon$ . Описание определяющих уравнений и модели турбулентности Realizable  $k$ - $\varepsilon$  можно найти в работе [23].

Для уравнения энергии результат считался сходящимся, когда нормированные невязки были меньше  $10^{-9}$ , тогда как для других переменных результат считался сходящимся при значениях меньше  $10^{-5}$ . Для связи давление–скорость в работе использовался SIMPLE-алгоритм. Уравнения решались методом конечных объемов, в котором для конвективных членов применялась схема QUICK.

### Обработка данных

В настоящей работе рассматриваются четыре параметра: число Рейнольдса, коэффициент трения, число Нуссельта и коэффициент теплогидравлической эффективности. Соответствующие выражения для интересующих нас параметров приведены ниже.

Число Рейнольдса для потока воздуха в воздуховоде имеет вид:

$$\text{Re} = \rho \bar{u} D_h / \mu. \quad (1)$$

Коэффициент трения  $f$  рассчитывался по перепаду давления, а  $\Delta p$  вычислялся по всей длине периодической модели с использованием уравнения Дарси, как показано ниже:

$$f = (\Delta p / L) D_h / (0,5 \rho \bar{u}^2). \quad (2)$$

Среднее число Нуссельта может быть выражено как

$$\text{Nu} = \frac{1}{A} \int \text{Nu}_x dA. \quad (3)$$

### Результаты и обсуждение

Настоящий раздел посвящен обсуждению следующих вопросов: верификации результатов для прямых квадратных каналов, подтверждающей достоверность расчетной методики; выбору оптимального размера сетки с целью получения независимого от сетки решения; установлению полностью развитого периодического течения для тестирования процедуры решения; сопоставлению результатов для прямых и закрученных квадратных каналов, включающих структуру потока, характеристики теплообмена и оценку эффективности.

#### *Верификация результатов для прямого квадратного воздуховода*

Численные результаты по числу Нуссельта (рис. 2а) и коэффициенту трения (рис. 2б) для прямого квадратного канала были подтверждены стандартными корреляциями и экспериментальными данными [27]. Стандартные соотношения включают корреляции для чисел Нуссельта по Диттус–Белтеру и корреляции для коэффициента трения по Блазиусу [28], представленные формулами (4) и (5) соответственно:

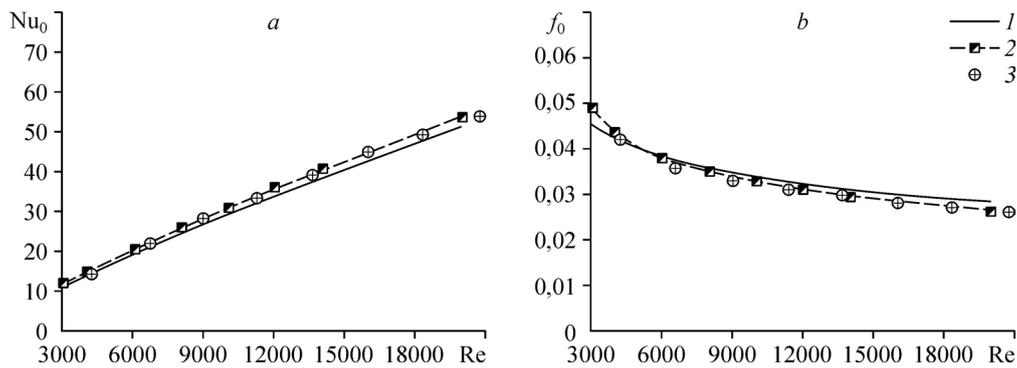


Рис. 2. Верификация числа Нуссельта (a) и коэффициента трения (b) прямых квадратных воздухопроводов.

1 — корреляции по Диттус–Белтеру (a) и Блазиусу (b),  
2 — расчеты по  $k$ - $\varepsilon$  модели, 3 — результаты экспериментов [27].

$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4}, \quad (4)$$

$$f = 0,085Re^{-0,25}. \quad (5)$$

Численные результаты показали, что числа Нуссельта и коэффициенты трения, полученные с использованием модели турбулентности Realizable  $k$ - $\varepsilon$ , отклоняются от стандартных корреляционных и экспериментальных данных примерно на 5,2 и 4,3 % соответственно, что свидетельствует о хорошем соответствии для обоих параметров. Поэтому для расчета закрученного квадратного канала была выбрана данная модель турбулентности.

#### Независимость решения от сетки

Сетки размером 50000, 150000, 350000, 500000 и 700000 ячеек для закрученного квадратного канала при  $TR = 5$  использовались для исследования независимости от сетки чисел Нуссельта и коэффициента трения. Установлено, что увеличение размеров сеток с 500000 до 700000 ячеек дает отклонение числа Нуссельта и коэффициента трения менее 0,2 %. Исходя из данных о времени вычислений и точности результатов для всех случаев для расчетной области была принята сетка 500000.

#### Полностью развитое периодическое течение

На рис. 3a–3c приведены осевые распределения числа Нуссельта, профили скорости и числа Нуссельта. На рис. 3b показаны осевые скорости  $u/u_0$  вдоль закрученного квадратного канала с  $TR = 4$  и  $Re = 5000$  в точках  $y/D = 3$  и  $z/D = 0$ . Можно наблюдать, что профиль  $u/u_0$  становится периодическим на 3-м модуле и имеет тенденцию к увеличению, становясь полностью развитым периодическим течением примерно на 4-м модуле или при  $x/D \approx 12$ –16, в то время как периодический теплообмен начинается раньше — примерно на 2–3-м модуле. Таким образом, концепцию профилей полностью развитых периодических течений и передачи тепла можно эффективно применять к течению в закрученном квадратном воздуховоде, если в проводимых экспериментах он является достаточно длинным. Итак, с учетом сходимости по времени и точности решения в последующих расчетах будут использоваться только полностью развитое периодическое течение и модель теплообменного канала (модуль периодического течения).

#### Структура потока и характеристики теплообмена

Структура течения и контуры температуры для прямого гладкого квадратного и закрученного квадратного каналов представлены на рис. 4. В прямом гладком квадратном

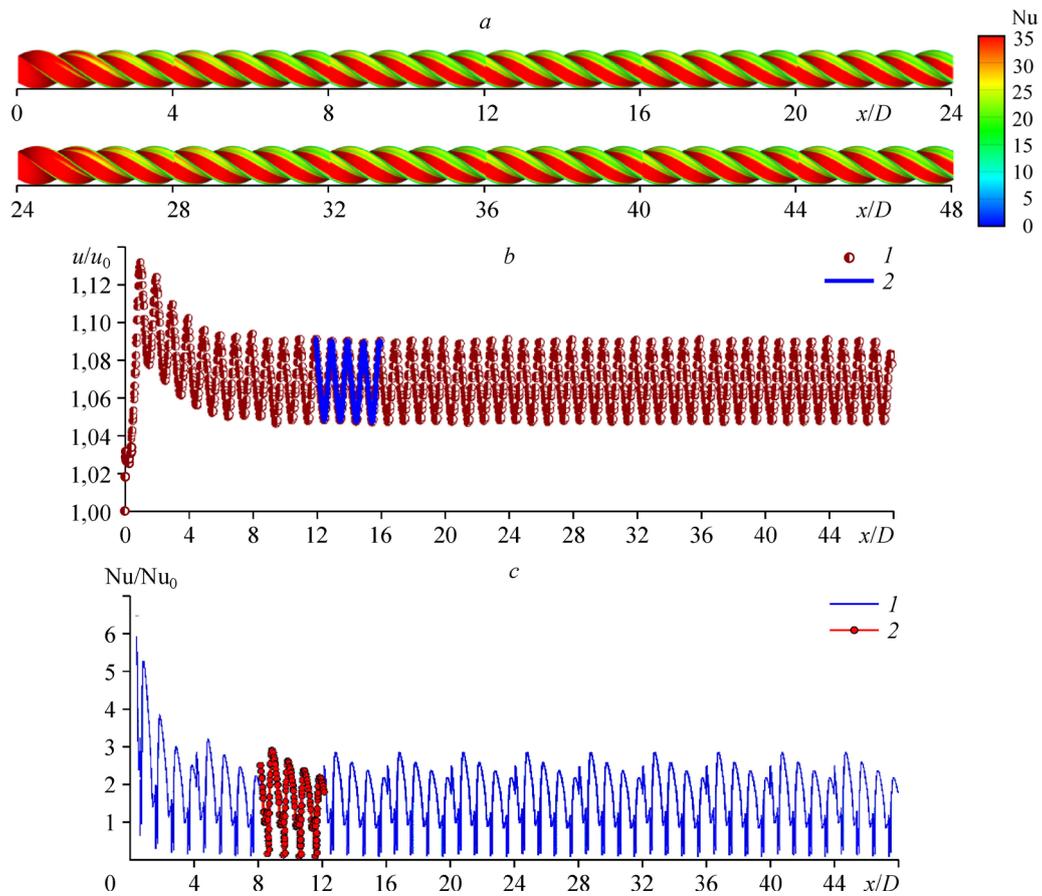


Рис. 3. Осевые распределения локального числа Нуссельта (a),  $u/u_0$  (b) и  $Nu/Nu_0$  (c) закрученного квадратного канала.

b, c:  $TR = 4$  и  $Re = 5000$  в положениях  $y/D = 3, z/D = 0$  (b) и  $y/D = 0, z/D = 0,5$  (c); 1 — осевые профили вдоль всего канала (b, c), 2 — периодические профили (b, c).

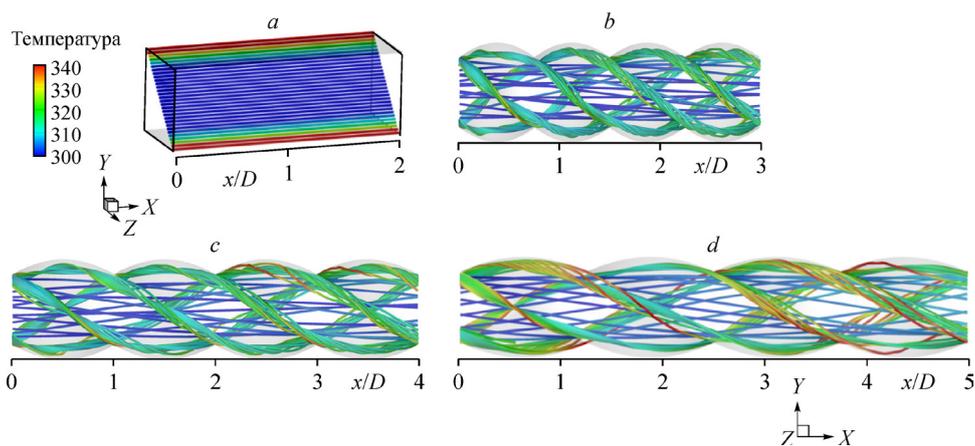


Рис. 4. Структура течения и контуры температуры для прямого гладкого (a) и закрученного квадратных воздуховодов с коэффициентами закрутки  $TR = 3$  (b), 4 (c), 5 (d) при  $Re = 5000$ .

канале был обнаружен только осевой поток, а в закрученных квадратных каналах — как осевой, так и вихревой. Закрученное течение способствует увеличению смешения жидкостей и уменьшению толщины теплового слоя около стен трубопровода за счет тангенциальной компоненты течения, которая усиливает возмущение на стенках воздуховода. Частота закрученного течения снижается с увеличением коэффициента закрутки.

Закрученное течение способствует истончению границы, поэтому тепловые пограничные слои (контуры красного цвета на температурных полях (рис. 5) в закрученном канале являются более тонкими, чем в прямом квадратном канале (рис. 4). Тонкий тепловой пограничный слой облегчает передачу тепла между областями ядра и стенки. Толщина теплового слоя снижается при уменьшении коэффициента закрутки  $TR$  из-за более интенсивного вихревого течения. Как видно из рис. 6, это привело к увеличению турбулентной кинетической энергии при меньшем  $TR$ . Следует отметить, что в районе углов турбулентная кинетическая энергия возрастает.

На рис. 7 теплопередача на стенках трубы представлена в терминах локального числа Нуссельта. Несмотря на то, что турбулентная кинетическая энергия значительно больше вблизи углов, теплопередача вокруг них оказалась чрезвычайно низкой,

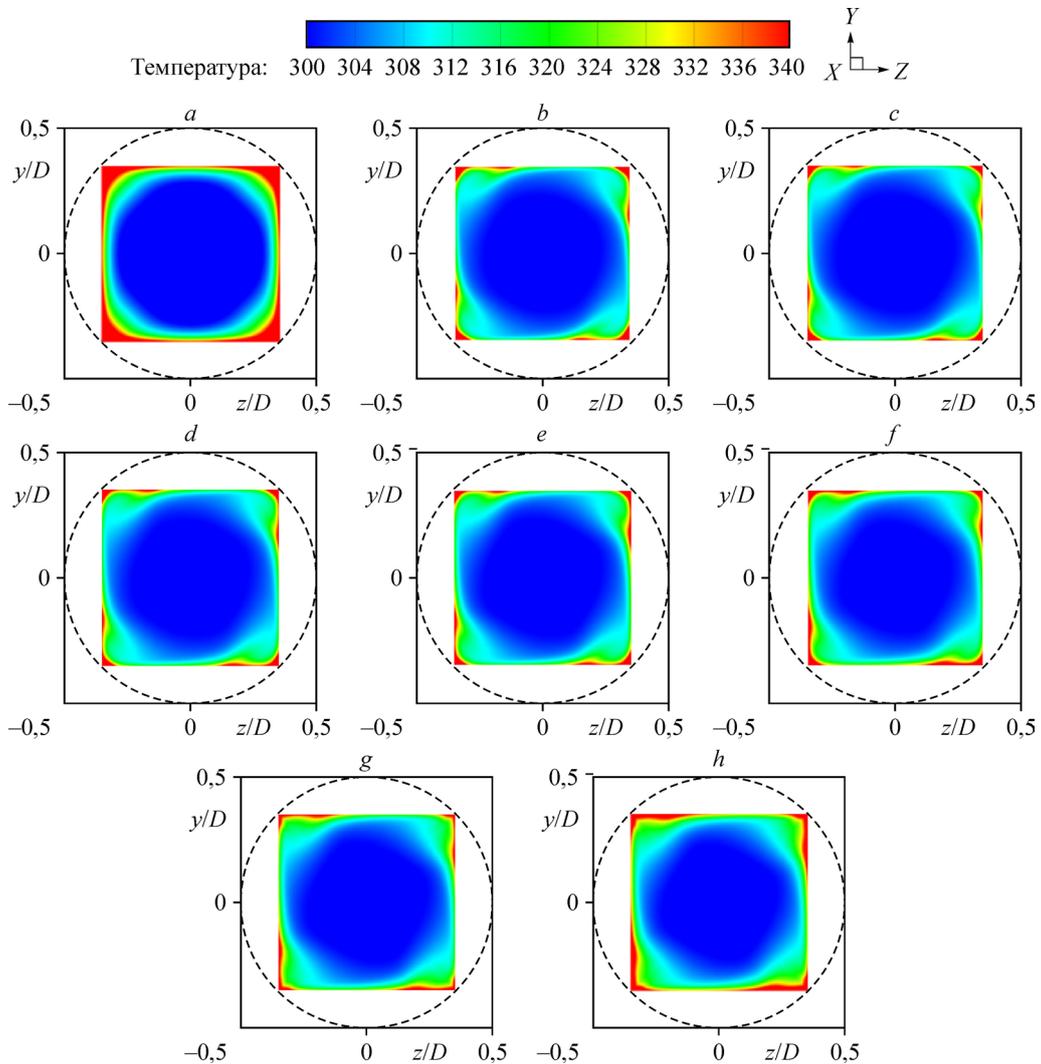


Рис. 5. Температурное поле в прямых (а) и закрученных (b–h) каналах при  $Re = 5000$ .  
 $TR = 3$  (b), 3,5 (c), 4 (d), 4,5 (e), 5 (f), 5,5 (g), 6 (h).

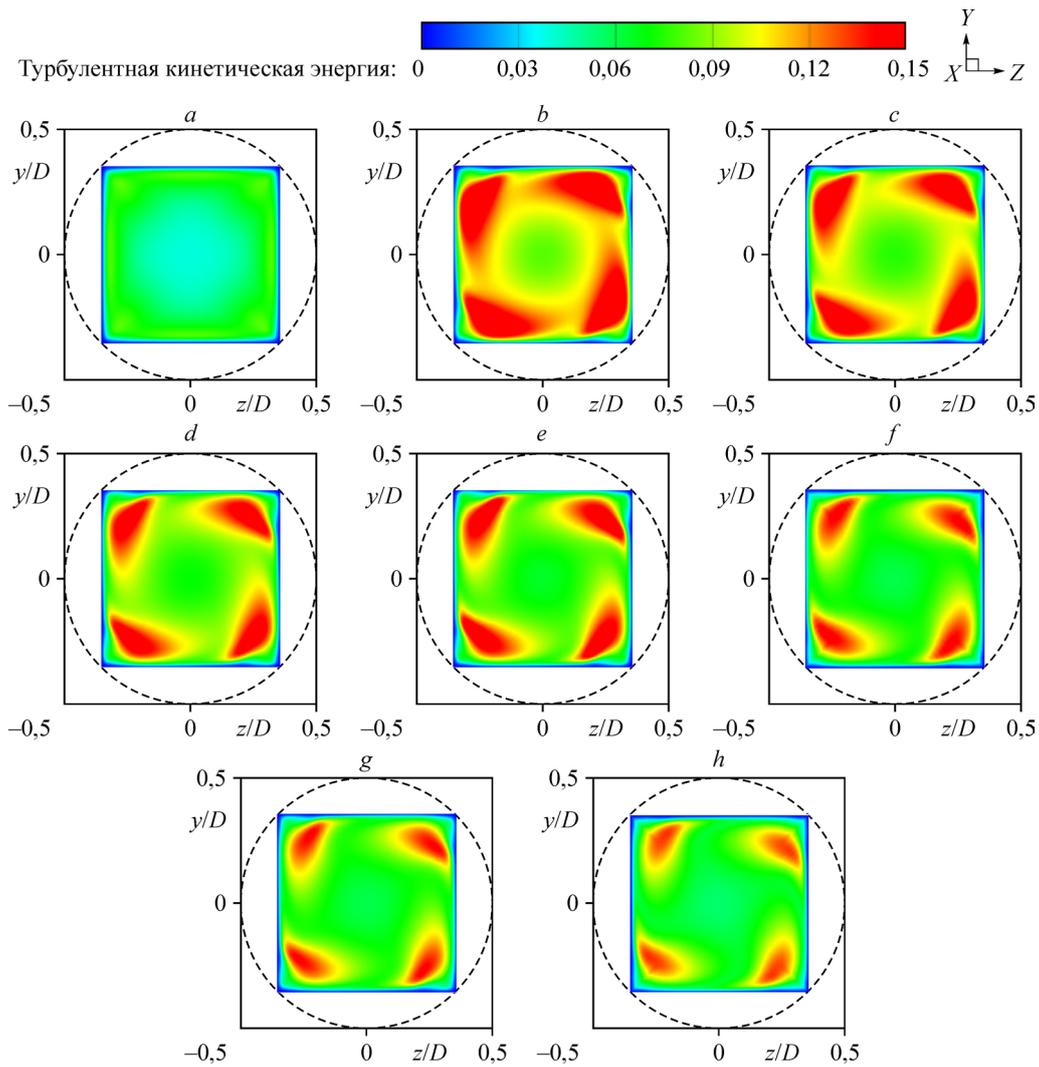


Рис. 6. Поле турбулентной кинетической энергии в прямых (a) и закрученных (b–h) квадратных каналах при  $Re = 5000$ .  
Обозначения см. на рис. 5.

так как углы являются застойными зонами. Вследствие этого высокая теплоотдача возникла вдоль плоских поверхностей стен. Можно также отметить, что число Нуссельта уменьшается с увеличением  $TR$  из-за более низкой частоты закрученного течения.

### Оценка эффективности

Зависимости среднего числа Нуссельта ( $Nu$ ) и отношения среднего числа Нуссельта ( $Nu/Nu_0$ ) от числа Рейнольдса ( $Re$ ) представлены на рис. 8a и 8b. Обнаружено, что число Нуссельта  $Nu$  имеет тенденцию к увеличению, в то время как отношение среднего числа Нуссельта ( $Nu/Nu_0$ ) имеет тенденцию к уменьшению с ростом числа Рейнольдса  $Re$ . При заданном числе Рейнольдса закрученные квадратные каналы обеспечивают более высокую скорость теплопередачи ( $Nu$ ), чем прямые квадратные каналы. Это указывает на то, что влияние вихревого течения и нарушения теплового пограничного слоя могут способствовать усилению конвективного теплообмена и передачи импульса в закрученных квадратных каналах. Поскольку такая же пропускная способность сохраняется при

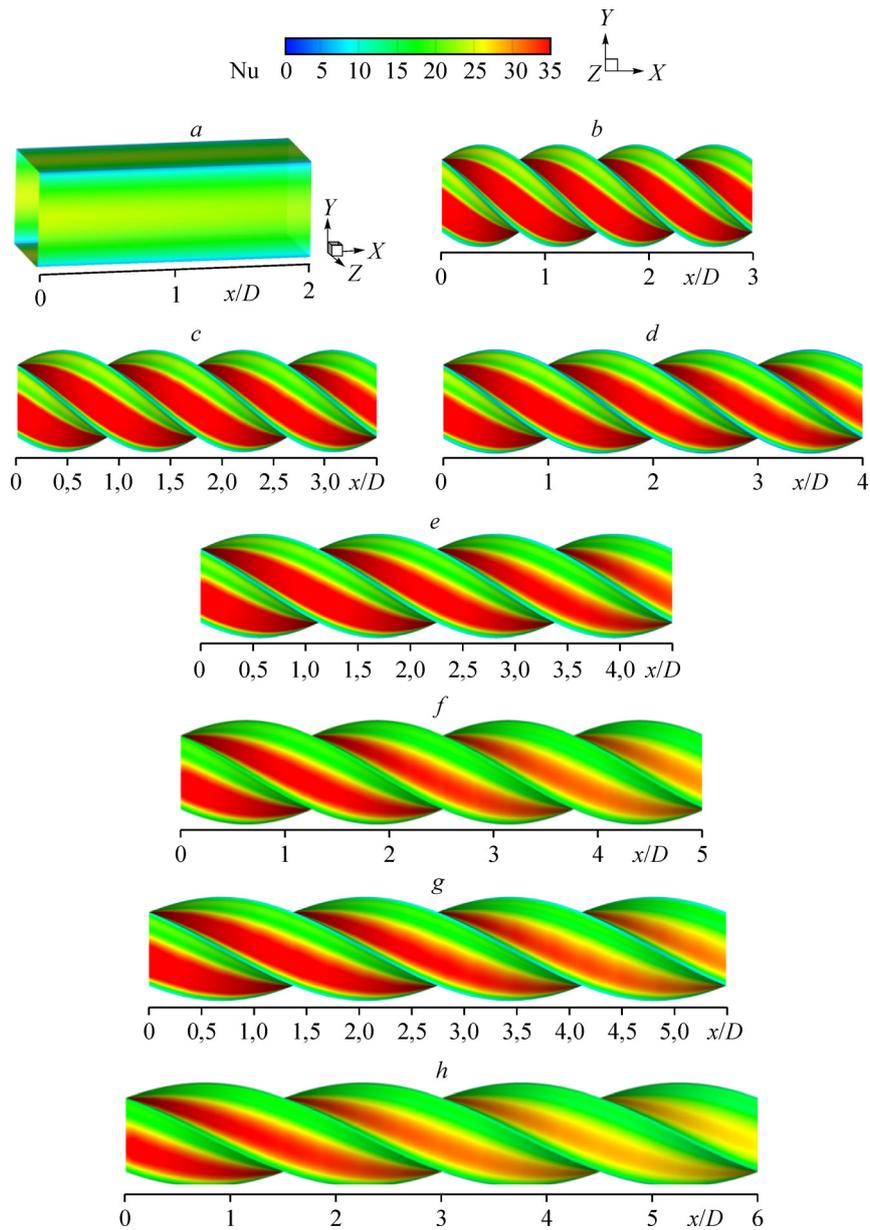


Рис. 7. Локальное число Нуссельта в прямых (а) и закрученных (b–h) квадратных каналах при  $Re = 5000$ .  
Обозначения см. на рис. 5.

уменьшенной площади поперечного сечения течения, это приводит к более высоким средним скоростям и градиенту температуры, которые также улучшают перенос тепла и количества движения вследствие больших эффективных раскачивающих потенциалов. Влияние коэффициента закрутки  $TR = p/D = 3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5$  и  $6$  на скорость теплопередачи ( $Nu$ ) показано на рис. 8с. Можно заметить, что для прямого квадратного воздуховода по мере увеличения коэффициента закрутки число Нуссельта ( $Nu$ ) уменьшалось.  $Nu/Nu_0$  колебалось от 1,13 до 1,79. Закрученный воздуховод с  $TR = 3$  показал самое

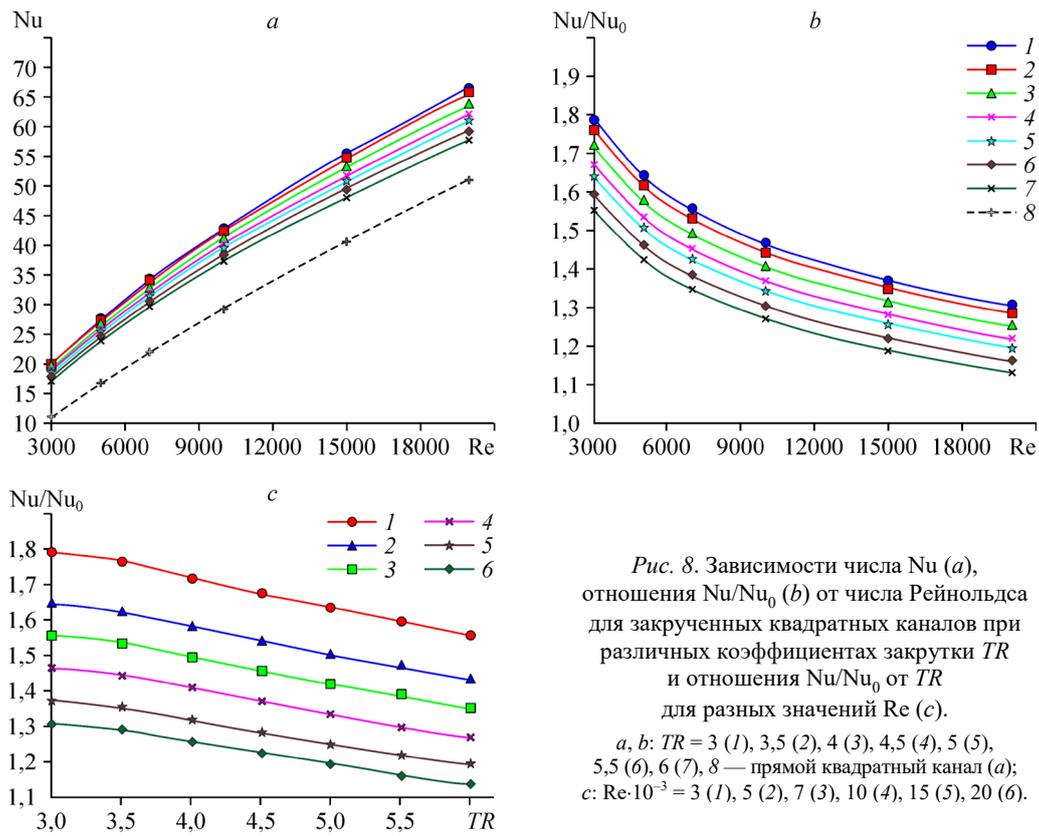


Рис. 8. Зависимости числа Nu (a), отношения  $Nu/Nu_0$  (b) от числа Рейнольдса для закрученных квадратных каналов при различных коэффициентах закрутки  $TR$  и отношения  $Nu/Nu_0$  от  $TR$  для разных значений  $Re$  (c).  
 a, b:  $TR = 3$  (1), 3,5 (2), 4 (3), 4,5 (4), 5 (5), 5,5 (6), 6 (7), 8 — прямой квадратный канал (a);  
 c:  $Re \cdot 10^{-3} = 3$  (1), 5 (2), 7 (3), 10 (4), 15 (5), 20 (6).

высокое соотношение  $Nu/Nu_0$ , равное 1,79 при  $Re = 3000$ , которое было выше, чем для закрученных каналов с  $TR = 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5$  и 6, примерно на 1,44, 4,2, 6,87, 8,92, 12,24 и 15,33 % соответственно. Кроме того, закрученный квадратный канал с  $TR = 3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5$  и 6 улучшал теплообмен примерно на 52, 49,82, 45,85, 42,22, 39,54 35,41 и 31,77 % соответственно по сравнению с прямым квадратным воздуховодом.

На рис. 9a, 9b показано изменение размерного коэффициента трения  $f$  и безразмерного коэффициента трения  $f/f_0$  в зависимости от числа Рейнольдса. Очевидно, что  $f$  и  $f/f_0$  уменьшаются с увеличением числа Рейнольдса во всех случаях. По мере того как коэффициент закрутки  $TR$  увеличивается, потери на трение уменьшаются. Коэффициенты трения в закрученных квадратных воздуховодах оказались в 1,2–2,1 раза больше, чем соответствующие коэффициенты в прямом квадратном канале. Среди рассматриваемых закрученных квадратных воздуховодов наибольшие значения  $f$  и  $f/f_0$  соответствовали каналам с  $TR = 3$ . Коэффициент трения демонстрирует тенденцию к увеличению с уменьшением коэффициента закрутки (рис. 9c). Закрученный воздуховод с наименьшим коэффициентом закрутки  $TR = p/D = 3$  имеет коэффициент трения выше по сравнению с коэффициентами трения для этого же воздуховода при  $TR = 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5$  и 6 примерно на 9,32, 17,42, 25,55, 28,85, 35,71 и 41,88 % соответственно. По сравнению с прямым квадратным воздуховодом закрученные каналы с  $TR = 3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5$  и 6 характеризуются повышением трения примерно на 89,14, 73,02, 61,07, 50,65, 46,78, 39,36, и 33,31 % соответственно.

При выборе конструкции воздуховода эффективность интенсификации теплопереноса можно оценить на основании расхода энергии на единицу массы жидкости. Коэффициент теплогидравлической эффективности  $TEF$  определяется как отношение

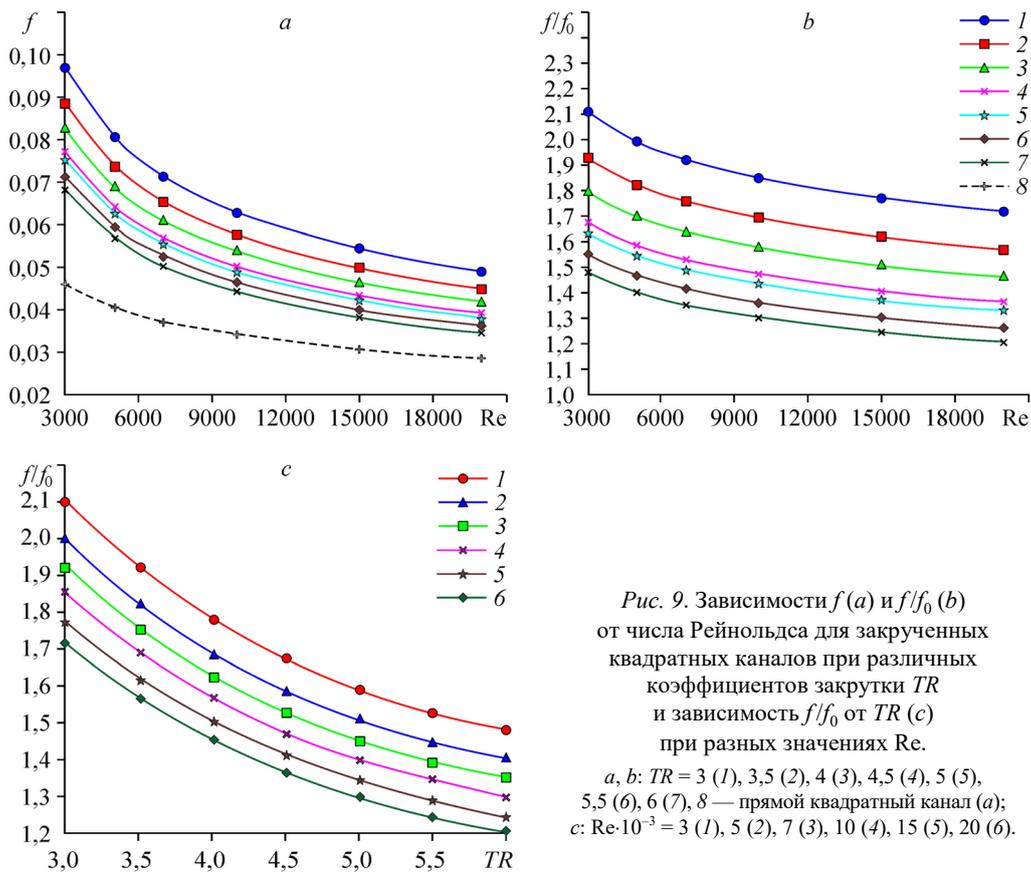


Рис. 9. Зависимости  $f$  (a) и  $f/f_0$  (b) от числа Рейнольдса для закрученных квадратных каналов при различных коэффициентах закрутки  $TR$  и зависимость  $f/f_0$  от  $TR$  (c) при разных значениях  $Re$ .

$a, b$ :  $TR = 3$  (1), 3,5 (2), 4 (3), 4,5 (4), 5 (5), 5,5 (6), 6 (7), 8 — прямой квадратный канал (a);  
 $c$ :  $Re \cdot 10^{-3} = 3$  (1), 5 (2), 7 (3), 10 (4), 15 (5), 20 (6).

коэффициента теплоотдачи для случая с интенсификацией, который здесь относится к закрученному квадратному воздуховоду, к случаю без интенсификации, которому соответствует прямой квадратный воздуховод. Критерий определяется [2, 3] как

$$(f Re^3)_0 = (f Re^3)_t. \quad (6)$$

Параметр, известный как коэффициент теплогидравлической эффективности, используется для оценки эффективности закрученного квадратного канала, учитывающего увеличение  $Nu_t$  и  $f_t$ , и выражается в виде

$$TEF = (Nu_t / Nu_0) / (f_t / f_0)^{1/3}, \quad (7)$$

где  $Nu_t$  и  $f_t$  — число Нуссельта и коэффициент трения для закрученного квадратного воздуховода, а  $Nu_0$  и  $f_0$  — число Нуссельта и коэффициент трения для прямых квадратных воздуховодов соответственно. Значения  $TEF$  для закрученного квадратного воздуховода приведены на рис. 10. В целом, коэффициент теплогидравлической эффективности снижается при увеличении числа Рейнольдса. Среди изученных закрученных квадратных воздуховодов максимальный коэффициент теплогидравлической эффективности был зафиксирован в канале с  $TR = 3,5$ . Самые высокие значения  $TEF$  у закрученных квадратных каналов составляли для  $TR = 3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5$  и  $6$  соответственно 1,39, 1,42, 1,41, 1,40, 1,39, 1,37 и 1,36. При этом  $TEF$  закрученного квадратного воздуховода с коэффициентом закрутки  $TR = 3,5$  выше, чем у каналов с  $TR = 3, 4, 4,5, 5, 5,5$  и  $6$  соответственно на 1,54, 0,3, 0,6, 1,64, 2,94 и 4,23 %.

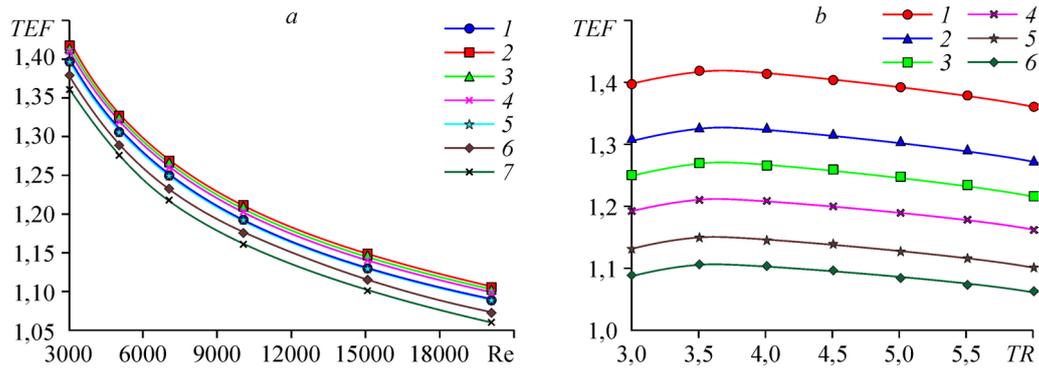


Рис. 10. Зависимости  $TEF$  от числа Рейнольдса для закрученных квадратных каналов при различных значениях  $TR$  (a) и зависимости  $TEF$  от  $TR$  при различных значениях  $Re$  (b).

a:  $TR = 3$  (1), 3,5 (2), 4 (3), 4,5 (4), 5 (5), 5,5 (6), 6 (7); b:  $Re \cdot 10^{-3} = 3$  (1), 5 (2), 7 (3), 10 (4), 15 (5), 20 (6).

### Заключение

Проведено трехмерное численное исследование турбулентных характеристик течения и теплообмена в закрученном квадратном канале. Изучено влияние коэффициента закрутки  $TR = p/D = 3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5$  и 6 для чисел Рейнольдса  $Re = 3000-20000$  для определения наилучшей общей теплопроизводительности при одном и том же критерии мощности накачки воздуховода. В настоящем исследовании рассматривался закрученный квадратный воздуховод, работа которого основана на принципе пассивного усиления теплообмена. Закрученный квадратный канал имеет более высокие теплогидравлические характеристики, такие как интенсивность теплопередачи, коэффициент трения и коэффициент теплогидравлической эффективности, чем прямой гладкий квадратный канал, для всех скоростей течения (определяемых числом Рейнольдса) и тепловых граничных условий, проанализированных в настоящем исследовании. Скорость теплопередачи возрастает линейно с увеличением числа Рейнольдса и коэффициента закрутки. При уменьшении степени закрутки и увеличении доминирующих областей вихря наблюдается увеличение скорости теплопередачи, коэффициента трения и коэффициента интенсификации теплообмена. Основные выводы можно сформулировать следующим образом.

1. Закрученные квадратные воздуховоды создают вихревой поток, который способствует увеличению теплопередачи за счет улучшения смешивания потока жидкости между ядром потока и вблизи стенок и уменьшению толщины теплового пограничного слоя.

2. Числа Нуссельта, полученные с использованием закрученного квадратного воздуховода с  $TR = 3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5$  и 6 имели значения выше на 89,14, 73,02, 61,07, 50,65, 46,78, 39,36 и 33,31 % соответственно, чем для прямых квадратных воздуховодов.

3. Для заданного числа Рейнольдса число Нуссельта и коэффициент трения увеличивались с уменьшением коэффициента закрутки. Использование закрученного квадратного канала в исследуемом диапазоне позволило получить числа Нуссельта и коэффициенты трения выше в 1,13–1,79 и 1,2–2,1 раз соответственно, чем для прямого гладкого квадратного канала.

4. Численные результаты показали, что коэффициент теплогидравлической эффективности  $TEF$  сильно зависит от коэффициента закрутки  $TR$ . Максимальное значение  $TEF$  составило 1,42 при  $TR = 3,5$ . Значение  $TEF$  закрученного квадратного воздуховода с коэффициентом закрутки  $TR = 3,5$  выше, чем у каналов с  $TR = 3, 4, 4,5, 5, 5,5$  и 6 соответственно на 1,54, 0,3, 0,6, 1,64, 2,94 и 4,23 %.

## Обозначения

$A$ — площадь поперечного сечения, м <sup>2</sup> ,	$TEF$ — коэффициент теплогидравлической эффективности,
$D$ — характерный диаметр, м,	$TR$ — коэффициент закрутки,
$f$ — коэффициент трения,	$u$ — скорость, м·с <sup>-1</sup> ,
$Nu$ — число Нуссельта,	$y$ — $y$ -положение, м,
$Pr$ — число Прандтля,	$z$ — $z$ -положение, м.
$p$ — длина закрутки, м,	
$Re$ — число Рейнольдса,	

## Индексы

0 — прямой квадратный канал, t — закрученный квадратный канал.

## Список литературы

1. Исаев С.А., Баранов П.А., Жукова Ю.В., Судаков А.Г. Интенсификация теплообмена при стационарном ламинарном обтекании маслом нагретого цилиндра при  $Re = 150$  // Теплофизика и аэромеханика. 2014. Т. 21, № 5. С. 557–569.
2. Kongkaiyaiboon V., Nanan K., Eiamsa-ard S. Experimental investigation of heat transfer and turbulent flow friction in a tube fitted with perforated conical-rings // Intern. Communications in Heat and Mass Transfer. 2010. Vol. 37. P. 560–567.
3. Kongkaiyaiboon V., Nanan K., Eiamsa-ard S. Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators // Int. Communications in Heat and Mass Transfer. 2010. Vol. 37. P. 568–574.
4. Naphon P., Arisariyawong T. Heat transfer analysis using artificial neural networks of the spirally fluted tubes // J. Research and Applications in Mechanical Engng. 2016. Vol. 4. P. 135–147.
5. Thianpong C., Yongsiri K., Nanan K., Eiamsa-ard S. Thermal performance evaluation of heat exchangers fitted with twisted-ring turbulators // Intern. Communications in Heat and Mass Transfer. 2012. Vol. 39. P. 861–868.
6. Цой А.Н., Павленко А.Н. Об интенсификации нестационарного теплообмена при кипении на поверхности пластины с низкотеплопроводными покрытиями // Теплофизика и аэромеханика. 2015. Т. 22, № 6. С. 735–740.
7. Promvong P., Eiamsa-ard S. Heat transfer in a circular tube fitted with free-spacing snail entry and conical-nozzle turbulators // Intern. Communications in Heat and Mass Transfer. 2007. Vol. 34. P. 838–848.
8. Йонгсири К., Тяппонг С., Нанан К., Эямса-ард С. Улучшение теплогидравлической эффективности труб с помощью спирально закрученной волнистой ленты с изменяемой осью // Теплофизика и аэромеханика. 2016. Т. 23, № 1. С. 73–86.
9. Eiamsa-ard S., Yongsiri K., Nanan K., Thianpong C. Heat transfer augmentation by helically twisted tapes as swirl and turbulence promoters // Chemical Engng and Processing: Process Intensification. 2012. Vol. 60. P. 42–48.
10. Чангчарон В., Сомравысин П., Эямса-ард П., Эямса-ард С. Особенности теплообмена затухающего вихревого потока через круглую трубу с генератором вихрей с двойной закруткой в прямом и противоположном направлениях // Теплофизика и аэромеханика. 2016. Т. 23, № 4. С. 543–557.
11. Nanan K., Pimsarn M., Jedsadaratanachai W., Eiamsa-ard S. Heat transfer augmentation through the use of wire-rod bundles under constant wall heat flux condition // Int. Communications in Heat and Mass Transfer. 2013. Vol. 48. P. 133–140.
12. Promvong P., Eiamsa-ard S. Heat transfer and turbulent flow friction in a circular tube fitted with conical-nozzle turbulators // Intern. Communications in Heat and Mass Transfer. 2007. Vol. 34. P. 72–82.
13. Zhang Z., Ding Y., Guan C., Yan H., Yang W. Heat transfer enhancement in double-pipe heat exchanger by means of rotor-assembled strands // Chemical Engng and Processing: Process Intensification. 2012. Vol. 60. P. 26–33.
14. Thianpong C., Eiamsa-ard P., Promvong P., Eiamsa-ard S. Effect of perforated twisted-tapes with parallel wings on heat transfer enhancement in a heat exchanger tube // Energy Procedia. 2012. Vol. 14. P. 1117–1123.
15. Eiamsa-ard S. Study on thermal and fluid flow characteristics in turbulent channel flows with multiple twisted tape vortex generators // Intern. Communications in Heat and Mass Transfer. 2010. Vol. 37. P. 644–651.
16. Bhadouriya R., Agrawal A., Prabhu S.V. Experimental and numerical study of fluid flow and heat transfer // Int. J. Heat Mass Transf. 2015. Vol. 82. P. 143–158.
17. Bhadouriya R., Agrawal A., Prabhu S.V. Laminar flow heat transfer studies in a twisted square duct for constant wall heat flux boundary condition // Sadhana — Academy Proceedings in Engng Sci. 2015. Vol. 40, Iss. 2. P. 467–485.
18. Kern D.Q. Process heat transfer. McGraw-Hill, 1984. P. 102–103.
19. Bhadouriya R., Agrawal A., Prabhu S.V. Experimental and numerical study of fluid flow and heat transfer in an annulus of inner twisted square duct and outer circular pipe // Intern. J. Thermal Sci. 2015. Vol. 94. P. 96–109.
20. Guo J., Fan A., Zhang X., Liu W. A numerical study on heat transfer and friction factor characteristics of laminar flow in a circular tube fitted with center-cleared twisted tape // Intern. J. Thermal Sci. 2011. Vol. 50. P. 1263–1270.

21. **Eiamsa-ard S., Somkleang P., Nuntadusit C., Thianpong C.** Heat transfer enhancement in tube by inserting uniform/non-uniform twisted-tapes with alternate axes: Effect of rotated-axis length // *Applied Thermal Engng.* 2013. Vol. 54. P. 289–309.
22. **Tan X.H., Zhu D.S., Zhou G.Y., Zeng L.D.** Experimental and numerical study of convective heat transfer and fluid flow in twisted oval tubes // *Intern. J. Heat and Mass Transfer.* 2012. Vol. 55. P. 4701–4710.
23. **Tan X.H., Zhu D.S., Zhou G.Y., Yang L.** 3D numerical simulation on the shell side heat transfer and pressure drop performances of twisted oval tube heat exchanger // *Intern. J. Heat and Mass Transfer.* 2013. Vol. 65. P. 244–253.
24. **Tan X.H., Zhu D.S., Zhou G.Y., Zeng L.D.** Heat transfer and pressure drop performance of twisted oval tube heat exchanger // *Applied Thermal Engng.* 2013. Vol. 50. P. 374–383
25. **Cheng J., Qian Z., Wang Q.** Analysis of heat transfer and flow resistance of twisted oval tube in low Reynolds number flow // *Intern. J. Heat and Mass Transfer.* 2017. Vol. 109. P. 761–777.
26. **Eiamsa-ard S., Promthaisong P., Thianpong C., Pimsarn M., Chuwattanakul V.** Influence of three-start spirally twisted tube combined with triple-channel twisted tape insert on heat transfer enhancement // *Chemical Engng and Processing: Process Intensification.* 2016. Vol. 102. P. 117–129.
27. **Promvong P., Skullong S., Kwankaomeng S., Thiangpong C.** Heat transfer in square duct fitted diagonally with angle-finned tape. Part 1 // *Experimental study, International Communications in Heat and Mass Transfer.* 2012. Vol. 39. P. 617–624.
28. **Incropera F., Dewitt P.D.** *Introduction to heat transfer.* 3<sup>rd</sup> ed. John Wile and Sons Inc, 1996. 832 p.

*Статья поступила в редакцию 12 июня 2017 г.,  
после доработки — 18 июля 2018 г.,  
принята к публикации 28 февраля 2019 г.,  
после дополнительной доработки — 10 октября 2019 г.*