

УДК 532.529.5:536.24

# Численное исследование течения и теплообмена в трубе со вставками в виде оребренных скрученных лент

С.Э. Тарасевич<sup>1</sup>, А.А. Гиниятуллин<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева – КАИ, Казань, 420111, Россия

<sup>2</sup> TGT Oilfield Services, Казань, 420108, Россия  
e-mail: ts.55@mail.ru, gudok-art@mail.ru

DOI: 10.34759/tpt-2021-13-2-78-84

Поступила в редакцию 15.12.2020

После доработки 10.02.2021

Принята к публикации 12.02.2021

Проведено CFD-исследование поведения потока при обтекании одиночного ребра, установленного на поверхности скрученной ленточной вставки в канале круглого сечения. Моделирование проводилось в коммерческом программном пакете ANSYS Fluent в трехмерной постановке. В настоящее время нет универсальной модели турбулентности в отношении изменения интенсивности закрутки потока. При течении в таких каналах появляются дополнительные физические эффекты, такие как отрыв и присоединение потока, образование зон рециркуляции за обтекаемым ребром, которые нельзя игнорировать. Простое увеличение количества дополнительных дифференциальных уравнений для определения характеристик турбулентности не решает проблемы. Для численного моделирования однофазного турбулентного течения несжимаемой жидкости использовались усредненные по Рейнольдсу стационарные уравнения Навье–Стокса, замкнутые с помощью двух моделей турбулентности. Использовались низкорейнольдсовая модель переноса сдвиговых напряжений Ментера  $k-\omega$  SST и высокорейнольдсовая модель  $k-\varepsilon$  в модификации RNG. Для дискретизации приведенных выше уравнений применена структурированная гексаэдральная сетка со сгущением в областях с высокими градиентами скорости перпендикулярно направлению стенки. Расчеты показали, что наличие выступа на поверхности скрученной ленты приводит к значительной перестройке профиля осевой скорости. Максимальное возмущающее воздействие выступа сосредоточено непосредственно в местах его взаимодействия с потоком, однако возмущение распространяется и на некоторое расстояние вниз по потоку. В работе также представлены результаты по теплоотдаче в канале с оребренной скрученной лентой. Результаты моделирования были проверены на соответствие экспериментальным данным авторов. Для скрученных лент с малой высотой ребра сходимость решения превышает 10%. В случае большой высоты выступа ( $h = 1$  мм) результаты сравнения дают максимальную относительную погрешность  $\pm 10\%$  для численных расчетов с использованием модели  $k-\omega$  SST.

**Ключевые слова:** численное моделирование, закрученное течение, оребренная лента, теплоотдача.

## Введение

Разработка надежных методик для расчета сложных закрученных течений средствами численного моделирования, а также вопрос влияния продольной кривизны на процессы тепло-

массообмена и вихревую структуру внутренних закрученных турбулентных течений до сих пор остается одним из сложных в расчетной гидродинамике. Сложность заключается в том, что здесь соединяется несколько проблем: проблема выбора схемы замыкания в математическом

моделировании турбулентного обмена с учетом эффектов кривизны и анизотропии турбулентного переноса, проблема отсутствия рациональной основы для выбора определяющих параметров течений в каналах со сложной геометрией и проблема появления неустойчивостей течений, приводящих к возникновению вторичных течений (вторичной завихренности), в масштабах, больших по сравнению с пространственным турбулентным масштабом [1].

Проведенный анализ проблемы расчетного моделирования [2–5] показал, что моделирование закрученных течений – чрезвычайно сложная и ресурсозатратная задача, даже на современном этапе развития компьютерных технологий. Следует констатировать, что в настоящее время ни одна модель турбулентности не является универсальной относительно изменения интенсивности закрутки потока. Простое увеличение числа дополнительных дифференциальных уравнений для определения характеристик турбулентности не является выходом из положения, так как требует получения большого объема труднодостижимой эмпирической информации для описания замыкающих соотношений и корректировки констант моделирования. Вместе с тем найденные параметры моделей не являются универсальными, так как определение постоянных моделирования и пристеночных функций возможно только на основе рассмотрения простых типов течения в рамках принятых предположений и упрощений.

### Математическая модель однофазного потока

В данной работе моделирование течения и теплообмена в трубах с модифицированными вставками [6] в виде оребренных скрученных лент, представляющих собой дискретно-шероховатую поверхность [7], было выполнено средствами коммерческого гидродинамического пакета ANSYS Fluent в трехмерной постановке.

Для моделирования однофазных турбулентных несжимаемых течений использовались осредненные по Рейнольдсу стационарные уравнения Навье–Стокса, замкнутые при помощи двух моделей турбулентности. Уравнение движения и уравнение неразрывности в тензорной форме имеют вид:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

$$\rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \sigma_{ij} - \overline{\rho u_i u_j} \right), \quad (2)$$

где  $\sigma_{ij}$  – тензор напряжений, определяемый как

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

с замыканием по гипотезе Буссинеска

$$\overline{u_i u_j} = \nu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} k. \quad (4)$$

В работе использовались низкорейнольдсовая модель переноса сдвиговых напряжений Ментера  $k-\omega$  SST и высокорейнольдсовая модель  $k-\varepsilon$  в модификации RNG.

Уравнение переноса кинетической энергии турбулентности  $k$ :

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_k \mu_t \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \varepsilon. \quad (5)$$

Уравнение переноса диссипации энергии  $\varepsilon$ :

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\varepsilon \mu_t \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon}^* \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (6)$$

где  $\alpha_k$ ,  $\alpha_\varepsilon$  – обратные эффективные числа Прандтля для  $k$  и  $\varepsilon$  соответственно.

Член генерации кинетической энергии турбулентности определяется как

$$G_k = -\overline{\rho u_i u_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}. \quad (7)$$

Турбулентная вязкость  $\mu_t$  вычисляется при помощи алгебраического выражения:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (8)$$

Модельная константа определяется как функция:

$$C_{2\varepsilon}^* = C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3}. \quad (9)$$

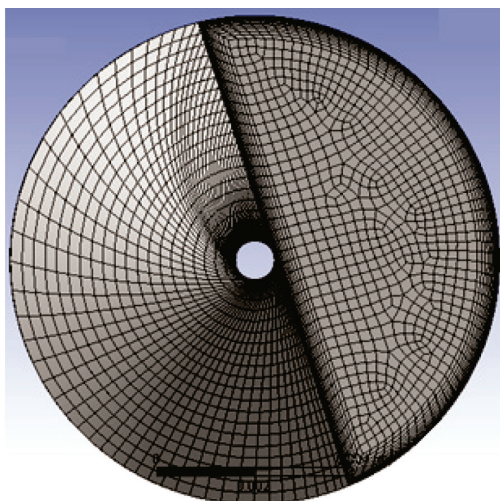
Для дискретизации вышеуказанных уравнений использовалась структурированная гексаэдрическая сетка со сгущением в области, примыкающей к твердым стенкам. В качестве метода дискретизации использовался метод конечных объемов. Концепция расщепления по физическим процессам реализуется в процедуре коррекции давления SIMPLE. Вычисление потоков на гранях расчетной ячейки осуществлялось таким образом, что результирующая схема имеет прямо-

точную аппроксимацию второго порядка для конвективных членов и центрально-разностную схему второго порядка для вязких членов.

На стенке канала задаются условия постоянной плотности теплового потока ( $q = \text{const}$ ). Температура теплоносителя на входе в канал  $T = 293$  К. На омываемых стенках канала выполняется условие прилипания, степень турбулентности на входе в канал задается равной 5% при течении с равномерным профилем скорости. Геометрические размеры канала, образованного стенкой трубы и поверхностью скрученной ленты, соответствуют размерам, использованным в экспериментах.

### Расчетная область

Расчет конвективного теплообмена и гидродинамики потока в канале с оребренными скрученными лентами проводился на структурированной гексаэдрической сетке со сгущением в пристенной области. При установке скрученной ленты в трубу происходит разделение канала, при котором образуются две не взаимодействующие области потока, разделенные поверхностью скрученной ленты. Течение в каждой половине канала является идентичным. Это обстоятельство позволяет проводить моделирование только в одной половине канала, уменьшая таким образом размеры расчетной области и сокращая время расчета (рис. 1). На входе в качестве граничных условий использовались профили (распределения) скорости, кинетичес-



**Рис. 1.** Расчетная область в поперечном сечении, образованная поверхностью скрученной ленты и внутренней поверхностью трубы, со сгущением сетки в пристенной области: размер ячеек в ядре  $3.5 \cdot 10^{-4}$  м, количество призматических слоев 20, высота первой ячейки  $4 \cdot 10^{-6}$  м,  $y^+ \cong 1$

кой энергии турбулентности и диссипации энергии турбулентности для стабилизированного однофазного потока, полученные в отдельном расчете.

При моделировании теплообмена на стенке, являющейся поверхностью трубы, задавалась постоянная плотность теплового потока ( $q = \text{const}$ ), при этом на стенке, являющейся поверхностью скрученной ленты, тепловой поток равнялся нулю ( $q = 0$ ).

При моделировании в рамках высокорейнольдсовой модели  $k$ - $\epsilon$  необходимо, чтобы узел первой ячейки, прилегающей к стенке, располагался в логарифмическом слое внутренней области пограничного слоя. С практической точки зрения это означает необходимость иметь значение безразмерного расстояния стенки в диапазоне  $y^+$  от 30 до 400. В работе было выбрано значение нижней границы этого диапазона, таким образом, в каждой серии численного эксперимента  $y^+ \cong 30$ . Низкорейнольдсовые модели турбулентности накладывают гораздо более строгие ограничения на размер первой ячейки. Центр первой ячейки должен располагаться в вязком подслое, что требует значения безразмерного расстояния стенки не более единицы во всей расчетной области. Из вышесказанного становится очевидно, что для каждого значения числа Рейнольдса использовалась своя расчетная сетка с все уменьшающимся размером первого слоя. Таким образом, в подходе с пристеночными функциями высота первой ячейки изменялась от  $1.5 \cdot 10^{-4}$  до  $3.5 \cdot 10^{-4}$  м, а в подходе с низкорейнольдсовой моделью – от  $4 \cdot 10^{-6}$  до  $2 \cdot 10^{-5}$  м, размер ячеек сетки  $\Delta$  в ядре потока был одинаков в обоих подходах и равнялся  $3.5 \cdot 10^{-4}$  м. Размер призматических слоев сетки линейно увеличивается с фактором роста 1.15. Очевидно, что подход с использованием низкорейнольдсовых моделей при прочих равных условиях требует большего числа расчетных узлов, что в свою очередь ведет к увеличению времени расчета. Число расчетных узлов в небольшой по меркам инженерных задач расчетной области для модели с пристеночными функциями и низкорейнольдсовой модели варьировалось в диапазоне  $n = 4.8 \cdot 10^5 - 10^6$  и  $n = 2 \cdot 10^6 - 3 \cdot 10^6$  соответственно. Подобранные размеры ячеек обеспечивают решение, независимое от размера сетки.

Контроль сходимости итерационного процесса решения системы нелинейных уравнений

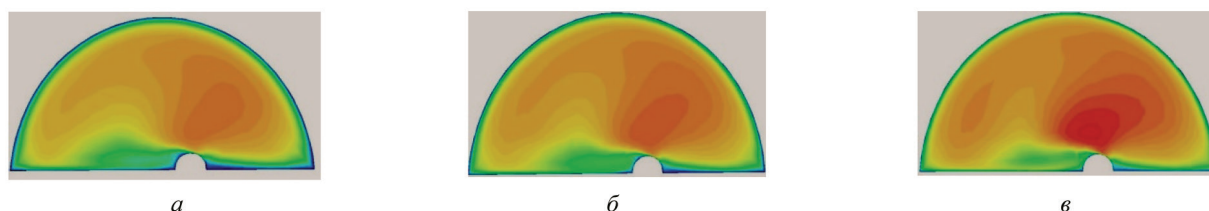


Рис. 2. Профили осевой скорости в сечениях секции трубы, образованной вставкой в виде скрученной ленты и поверхностью трубы при различных скоростях на входе: а – 1; б – 2; в – 4 м/с

осуществлялся по степени уменьшения приращений зависимых переменных и по стабилизации интегральных характеристик. Расчеты прекращались, когда величины приращений становились меньше  $10^{-5}$ , а температура на выходе стабилизировалась.

### Результаты расчета

Для установления общих представлений об обтекании ребер, закрепленных на поверхности скрученной ленты, и выявления особенностей течения в каналах было выполнено численное моделирование течения в трубе (теплоноситель – вода с переменными физическими свойствами) со вставками в виде скрученных лент с относительными шагами закрутки  $s/d = 4$ ;  $s/d = 3$  и  $s/d = \infty$  и единичными ребрами высотой  $h = 0.5, 1$  мм с эффективным углом установки  $\alpha = 45^\circ$  [6]. Как показали расчеты, наличие ребра на поверхности скрученной ленты приводит к существенному перестроению профиля осевой скорости. Максимальное возмущающее действие ребра сосредоточено непосредственно в местах его взаимодействия с потоком, однако возмущение распространяется и на некоторое расстояние вниз по потоку, т.е. перестроение профиля скорости к первоначальному происходит на некотором расстоянии от ребра. Установлено, что чем выше скорость в канале, тем более сильное возмущение генерирует ребро. Также следует отметить, что за ребром образуется область малых скоростей, связанная с образованием рециркуляционных зон. Это обстоятельство не скажется негативным образом на характеристиках теплообмена, так как данная зона примыкает к поверхности ленты, не являющейся теплообменной поверхностью. Однако очевидно, что это приведет к росту гидравлического сопротивления тем больше, чем больше относительная высота ребра  $h/d$ . Наличие ребра приводит (рис. 2) к некоторому смещению максимума профиля скорости к теплоотдающей поверхности, а также некоторому заполнению профиля

скорости, что должно положительным образом сказаться на характеристиках теплообмена.

Результаты данного исследования для двух значений высот ребра представлены на рис. 3 и 4 в виде зависимостей относительного расстояния восстановления  $t/d$  профиля осевой скорости от числа Рейнольдса  $Re$ , рассчитанного по

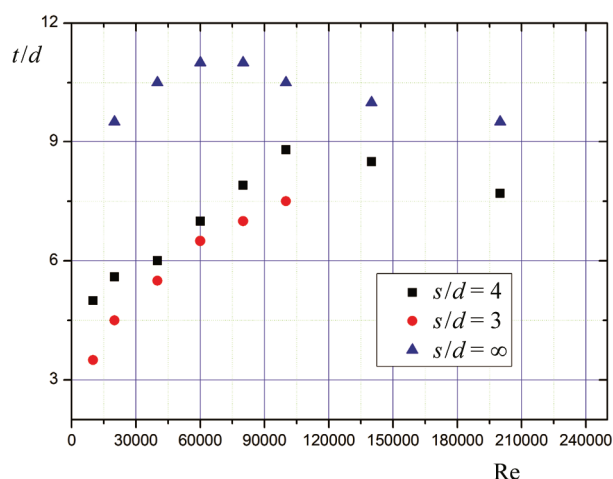


Рис. 3. Зависимость относительной длины восстановления  $t/d$  профиля осевой скорости от числа Рейнольдса для трех относительных шагов закрутки ленты  $s/d = 4$ ;  $s/d = 3$  и  $s/d = \infty$  при  $h = 0.5$  мм

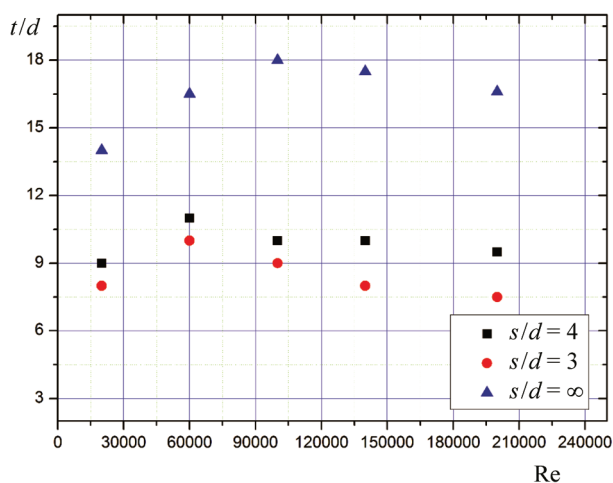


Рис. 4. Зависимость относительной длины восстановления  $t/d$  профиля осевой скорости от числа Рейнольдса для трех относительных шагов закрутки ленты  $s/d = 4$ ;  $s/d = 3$  и  $s/d = \infty$  при  $h = 1$  мм

среднерасходной скорости. В работе расстояние восстановления профиля  $t$  определяется как расстояние в осевом направлении от точки установки ребра до точки, начиная с которой профиль скорости отличается менее чем на 5% от профиля перед ребром.

Лента без закрутки  $s/d = \infty$  была исследована для того, чтобы понять насколько закрутка и ее интенсивность влияют на восстановление профиля скорости.

На основе анализа графиков можно сделать вывод, что с возрастанием числа Рейнольдса увеличивается относительная длина восстановления для всех относительных шагов закрутки ленты, т.е. при увеличении скорости потока возмущения, созданные установленным ребром, распространяются дальше вниз по потоку. Начиная с некоторого значения числа Рейнольдса, происходит перегиб графика, и дальнейшее увеличение скорости потока начинает слабо влиять на относительную длину стабилизации. Число Рейнольдса, при котором проявляется данный эффект, слабо зависит от интенсивности закрутки и, возможно, определяется лишь геометрическими характеристиками ребра. Следует отметить, что данные расслаиваются для разных относительных шагов закрутки ленты  $s/d$ , причем для ленты с бесконечным шагом закрутки относительная длина восстановления значительно больше, чем для скрученных лент с конечным шагом закрутки. Это позволяет сделать вывод, что закрутка подавляет возмущающее влияние ребер. Этот результат согласуется с экспериментальным наблюдением [6, 8] и имеет ту же природу, что и явление задержки ламинарно-турбулентного перехода в трубах со вставками в виде скрученных лент. Чем меньше шаг закрутки ленты, тем на меньшее расстояние распространяется возмущение от установленного ребра, что в свою очередь требует более частой установки ребер при сохранении уровня воздействия на поток. Тот же вывод можно сделать для скорости потока, т.е. чем меньше предполагаемая скорость потока в техническом устройстве, тем меньше нужен шаг ребер на устанавливаемых в устройство лентах. При увеличении высоты ребра возмущения распространяются дальше вниз по потоку (рис. 4), так как ребра большей высоты генерируют более интенсивное возмущение в местах установки. Следовательно, ребра высотой 1 мм можно устанавливать с большим шагом, при сохранении сравнимого воздействия на поток, по сравнению с

ребрами высотой 0.5 мм. Стоит также отметить, что при увеличении высоты ребра переход к автомодельному режиму наступает раньше, чем для ребра высотой 0.5 мм.

Анализируя графики на рис. 3 и 4 можно сделать вывод, что для большинства технических устройств диапазон относительных шагов установки ребер  $t/d$  находится в пределах от 3 до 11. Также можно сделать вывод, что ребра, установленные с относительным шагом более 11–12, оказывают слабое влияние на теплообмен и гидродинамику потоков в трубах.

На втором этапе было выполнено моделирование течения и теплообмена в трубах со вставками в виде оребренных скрученных лент с относительным шагом закрутки  $s/d = 4$  и двумя высотами ребер  $h = 0.5, 1$  мм, установленных с шагом  $t = 40$  мм. Число Рейнольдса  $Re$ , подсчитанное по диаметру трубы  $d$ , варьировалось от 10000 до 115000, плотность теплового потока (граничное условие  $q = \text{const}$ )  $q = 100\text{--}350$  кВт/м<sup>2</sup>. Результаты по теплоотдаче и гидросопротивлению были сравнены с расчетом по зависимостям для оребренных скрученных лент, полученных на основе опытных данных [8]. Все результаты получены с использованием двух различных моделей турбулентности: стандартной  $k$ - $\epsilon$  с использованием пристеночных функций и низкорейнольдсовой  $k$ - $\omega$  SST. Средние значения теплоотдачи в рассмотренных каналах показаны на рис. 5, 6.

Сравнение результатов моделирования с расчетом проводилось по зависимости (10), полученной авторами обобщением экспериментальных данных [9]

$$Nu_{\text{отн}} = 1 + 59(h/t)^{1.5}, \quad (10)$$

где  $Nu_{\text{отн}} = Nu_{\text{экс}}/Nu_0$ ,  $Nu_{\text{экс}}$  – число Нуссельта для оребренных скрученных лент, полученное из эксперимента, а  $Nu_0$  рассчитано по формуле Манглика–Бергелеса для гладких скрученных лент [10].

Наблюдается хорошее качественное согласование результатов численного моделирования. Однако для случая с малой высотой ребра ( $h = 0.5$  мм) результаты, полученные с использованием обеих моделей турбулентности (рис. 5), количественно дают погрешность, превышающую 10%. Для получения надежных расчетных данных необходимо проведение дополнительных численных экспериментов и анализа чувствительности с набором параметров сеточного разбиения

В случае с большой высотой ребра ( $h = 1$  мм) результаты сравнения дают максимальную относительную погрешность для численных расчетов с использованием низкорейнольдсовой модели  $\pm 10\%$  (рис. 6), что говорит о хорошем согласовании. Результаты моделирования с использованием высокорейнольдсовой модели турбулентности  $k$ - $\epsilon$  плохо согласуются с расчетной зависимостью из [9]. Это обусловлено особенностями высокорейнольдсовых моделей с пристеночными функциями, в которых пограничный слой не моделируется, а сшивается с турбулентным ядром потока посредством аналитических соотношений, связывающих параметры течения с безразмерным расстоянием от стенки. Так как ребра по большей части располагаются во внутренней области пограничного слоя, пристеночные функции не могут учесть их вклад в интенсификацию теплообмена.

### Заклучение

Обобщая результаты численного моделирования в трубах со вставками в виде оребренных скрученных лент, можно сделать вывод, что методика моделирования, успешно применявшаяся для исследования теплоотдачи и гидросопротивления труб с гладкими скрученными лентами, не может полноценно использоваться для данного случая. При течении в таких трубах появляются дополнительные физические эффекты, такие как отрыв и присоединение потока, образование рециркуляционных зон за обтекаемым ребром, которые нельзя не учитывать. Следовательно, требуется проведение дополнительных исследований с различными геометрическими параметрами оребрения, а также параметрами сеточного разбиения, анализа чувствительности в пристенной области и ядре потока с контролем сходимости решения.

### Основные условные обозначения

$d$  – диаметр канала, м;  
 $h$  – высота ребра, мм;  
 $q$  – плотность теплового потока кВт/м<sup>2</sup>;  
 $s$  – шаг поворота скрученной ленты на 180°, м;  
 $t$  – расстояние между ребрами, м;  
 $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости, м<sup>2</sup>/с;  
 $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  
 $\lambda$  – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);  
 $\mu$  – коэффициент динамической вязкости, Па·с;  
 $\rho$  – массовая плотность, кг/м<sup>3</sup>.

### Числа подобия

$Nu$  – число Нуссельта;  
 $Pr$  – число Прандтля;  
 $Re$  – число Рейнольдса.

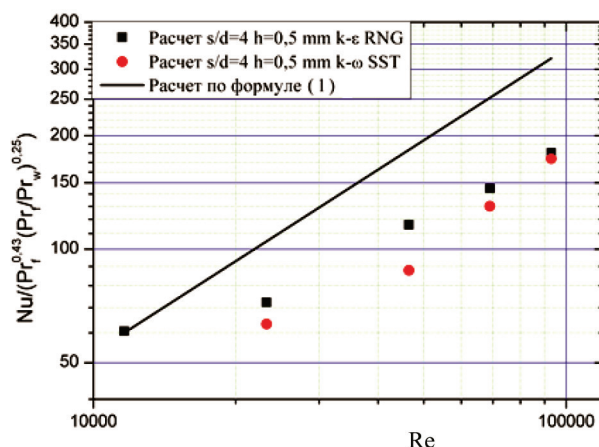


Рис. 5. Теплоотдача трубы с оребренной скрученной лентой  $s/d = 4$ ;  $h = 0.5$  мм;  $t = 40$  мм: точки – расчетные данные, линия – расчетная зависимость (1)

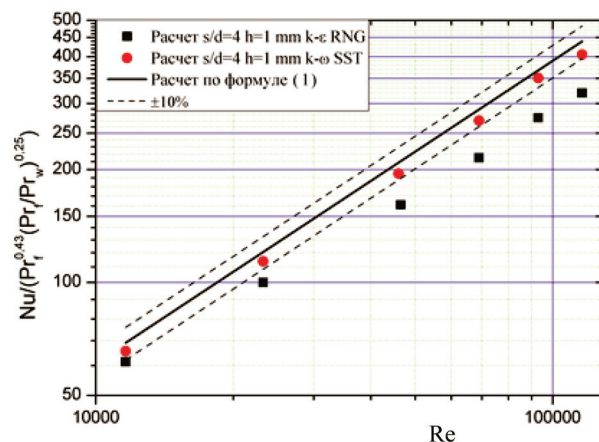


Рис. 6. Теплоотдача трубы с оребренной скрученной лентой  $s/d = 4$ ;  $h = 1$  мм;  $t = 40$  мм: точки – расчетные данные, линия – расчетная зависимость (1)

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Моффат Г. Некоторые направления развития теории турбулентности. В кн.: Современная гидродинамика. Успехи и проблемы. М.: Мир, 1984. С. 49–76.
2. Sloan D.G., Smith Ph.J., Smoot L.D. Modelling of swirl in turbulent flow systems // J. of Prog. Energy Combust. Sci. 1986. N 12. P. 163–250.
3. Брэдшоу Я., Себеси Г., Фернгольц Г.-Г. и др. Турбулентность. М.: Машиностроение, 1980. 343 с.
4. Launder B.E., Priddin C.H., Sharma B.I. The calculation of turbulent boundary layers on spinning and curved surfaces // J. Fluids Engineering. 1977. N 99. P. 231–239.
5. Гуцол А.Ф. Эффект Ранка // Успехи физ. наук. 1997. Т. 167. № 6. С. 665–687.
6. Тарасевич С.Э., Яковлев А.Б., Гиниятуллин А.А., Шишкин А.В. Особенности теплообмена в трубах с различными закручивающими ленточными вставками // Тепловые процессы в технике. 2011. Т. 3. № 3. С. 133–139.
7. Тарасевич С.Э., Злобин А.В., Яковлев А.Б. Гидродинамика и теплообмен при движении однофазной жидкости в трубах с искусственной шероховатостью // ТВТ. 2015. Т. 53. № 6. С. 938.
8. Гиниятуллин А.А., Тарасевич С.Э., Яковлев А.Б. Экспериментальное и численное исследование теплообмена в трубах с оребренными скрученными ленточными вставками // Вестник КГТУ им. А.Н. Туполева. 2013. № 2-2. С. 13–18.

9. **Тарасевич С.Э., Шишкин А.В., Гиниятуллин А.А.** Теплоотдача в канале с оребренными скрученными лентами // ТВТ. 2020. Т. 58. № 1. С. 107–112.
10. **Manglik R.M., Bergles A.E.** Swirl flow heat transfer and pressure drop with twisted-tape inserts // *Advances in Heat Transfer*. 2002. N 36. P. 183–266.

## CFD investigation of flow behavior and heat transfer in tubes with ribbed twisted tape inserts

**S.E. Tarasevich<sup>1</sup>, A.A. Giniyatullin<sup>2</sup>**

<sup>1</sup> *Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev-KAI, Kazan, 420111, Russia*

<sup>2</sup> *TGT Oilfield Services, Kazan, 420108, Russia*

*e-mail: ts.55@mail.ru, gudok-art@mail.ru*

CFD investigation of flow behavior over single rib mounted on the surface of twisted tape insert was performed. Computational modelling was done in commercial software package ANSYS Fluent in three-dimensional formulation. Currently no turbulence model is universal with respect to changes in the intensity of flow swirl. When flowing in such pipes, additional physical effects appear, such as separation and reattachment of the flow, the formation of recirculation zones behind the streamlined rib, which cannot be ignored. A simple increase in the number of additional differential equations for determining the characteristics of turbulence does not solve the problem. For numerical simulation of single-phase turbulent incompressible flow, we used Reynolds-averaged stationary Navier-Stokes equations, closed using two turbulence models. We used the low-Reynolds shear stress transport  $k-w$  SST model and the high Reynolds  $k-\varepsilon$  model in the RNG modification. To discretize the above equations, we used a structured hexahedral mesh with refinement in the regions with high velocity gradients in normal to the wall direction. Calculations have shown that the presence of a rib on the surface of the twisted tape leads to a significant rearrangement of the axial velocity profile. The maximum perturbing effect of the rib is concentrated directly in the places of its interaction with the flow, however, the perturbation also spreads to some distance downstream. In the second part of this study the heat transfer enhancement effect that can be achieved by using uniform roughness of various geometry (installed ribs) on the surface of twisted tapes was estimated. The results of the simulations were verified against author's experimental data and correlations. For twisted tapes with small rib height, an insufficient mesh density is obviously chosen to resolve the heat transfer simulation, which leads to problems of convergence of the solution. In the case with a large rib height ( $h = 1$  mm), the comparison results give the maximum relative error  $\pm 10\%$  for numerical calculations using the low Reynolds model.

**Keywords:** numerical simulation, swirling flow, ribbed tape, heat transfer.

### REFERENCES

- Moffatt H.** *Nekotore napravleniya razvitiya teorii turbulentnosti* [Some directions of development of the theory of turbulence]. *Sovremennaya gidrodinamika. Uspeli i problemi* (Modern hydrodynamics. Successes and challenges). Moscow: Mir, 1984. pp. 49–76. In Russ.
- Sloan D.G., Smith Ph.J., Smoot L.D.** Modelling of swirl in turbulent flow systems. *J. of Prog. Energy Combust. Sci.*, 1986, vol. 12, pp. 163–250. [https://doi.org/10.1016/0360-1285\(86\)90016-X](https://doi.org/10.1016/0360-1285(86)90016-X)
- Bradshaw P., Sebesy G., Fernholz H.-H. et al.** *Turbulentnost'* [Turbulence]. Moscow: Mashinostroenie, 1980. 343 p. In Russ.
- Launder B.E., Priddin C.H., Sharma B.I.** The calculation of turbulent boundary layers on spinning and curved surfaces. *J. Fluids Engineering*, 1977, vol. 99, pp. 231–239.
- Gutsol A.F.** The Ranque effect. *Phys. Usp.*, 1997, vol. 40, pp. 639–658 DOI: 10.1070/PU1997v040n06ABEH000248
- Tarasevich S.E., Yakovlev A.B., Giniyatullin A.A., Shishkin A.V.** Ocobennosti teplomassoobmena v trubakh s razlichnymi zakruchivayushchimi lentochnymi vstavkami [Features of heat and mass transfer in tubes with various twisted tape inserts]. *Teplovye protsessy v tekhnike – Thermal Processes in Engineering*, 2011, vol. 3, No. 3, pp. 133–139. In Russ.
- Tarasevich S.E., Zlobin A.V., Yakovlev A.B.** Hydrodynamics and heat transfer in singlephase fluid flows in artificially rough pipes. *High Temperature*, 2015, vol. 53, no. 6, pp. 908–920. <https://doi.org/10.1134/S0018151X15060206>
- Giniyatullin A.A., Tarasevich S.E., Yakovlev A.B.** Eksperimental'noe i chislennoe issledovanie teplomassoobmena v trubakh s orebrennymi skruchennymi lentochnymi vstavkami [Experimental and numerical investigation of heat and mass transfer in tubes with ribbed twisted tape inserts]. *Vestnik KGTU im A.N. Tupoleva – Bulletin of KSTU named after A.N. Tupolev*, 2013, no. 2-2, pp. 13–18. In Russ.
- Tarasevich S.E., Shishkin A.V., Giniyatullin A.A.** Heat transfer in a channel with ribbed twisted tapes. *High Temperature*, 2020, vol. 58, no. 1, pp. 107–111 <https://doi.org/10.1134/S0018151X20010216>
- Manglik R.M., Bergles A.E.** Swirl flow heat transfer and pressure drop with twisted-tape inserts. *Advances in Heat Transfer*, 2003, vol. 36, pp. 183–266. DOI: 10.1016/S0065-2717(02)80007-7