#### УДК 621.039

# Моделирование движения однофазного закрученного потока в теплообменном канале со встречным движением теплоносителей при штатных параметрах ядерной энергетической установки<sup>\*</sup>

# С.М. Дмитриев, А.Е. Соборнов, Р.Р. Рязапов, А.В. Котин, Н.В. Мацин

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

#### E-mail: wisestjedi@mail.ru

В работе представлены результаты серии экспериментальных и расчетных исследований процессов гидродинамики и теплообмена закрученного потока, обогреваемого за счет встречного потока теплоносителя в теплообменном канале при штатных технологических параметрах ядерной энергетической установки. В результате экспериментов получены поле температуры теплообменного канала в целом и коэффициент гидравлического сопротивления каналов с ленточными завихрителями постоянного шага закрутки.

Численное исследование проводилось в отечественном программном пакете ЛОГОС и в комплексе Ansys CFX. Моделирование выполнено с использованием модели турбулентности k- $\omega$  SST с поправкой на кривизну линий тока и вращение. Создано два варианта сетки для проведения расчета. Проведен сравнительный анализ расчетных и экспериментальных величин коэффициента гидравлического трения, температуры закрученного потока и коэффициентов теплоотдачи от стенки к закрученному потоку. Анализ позволил выявить слабые и сильные стороны расчетной методики, реализованной в отечественном пакете. Выполнено сопоставление величин отклонений полученных значений. Наблюдается неплохое согласование расчетных и экспериментальных данных между собой, а также с данными, полученными на основе обобщенных зависимостей. Один из важнейших выводов исследования заключается в необходимости модернизации процесса решения связанной задачи теплообмена в пакете ЛОГОС с целью расширения круга решаемых задач.

Ключевые слова: гидродинамика, связанный теплообмен, численное моделирование, закрученный поток, ЛОГОС.

## Введение

Обеспечение высокого технологического уровня теплообменного оборудования базируется на использовании современных расчетных и конструкторских подходов при его проектировании. Подавляющее большинство современных разработок подразумевает использование CFD (Computational Fluid Dynamics) моделирования процессов. Для обоснованного применения того или иного расчетного подхода необходимо провести его

<sup>&</sup>lt;sup>\*</sup> Работа выполнена в рамках государственного задания в сфере научной деятельности (тема № FSWE-2021-0008).

<sup>©</sup> Дмитриев С.М., Соборнов А.Е., Рязапов Р.Р., Котин А.В., Мацин Н.В., 2023

валидацию. С этой целью в НГТУ им. Р.Е. Алексеева в лаборатории «Парогенерирующие системы» выполнялись экспериментальные исследования теплоотдачи в каналах с ленточными завихрителями различной геометрии [1-3]. Отличительной особенностью экспериментов являлась увеличенная по сравнению с моделями из работ [4, 5] длина активной части модели — 2440 мм. Это позволило провести исследования теплоотдачи при использовании завихрителей с переменным шагом навивки. Высокие температурные напоры между средами и значительная протяженность теплообменной поверхности привели к существенным изменениям физических свойств теплоносителя. При давлении 3,8 МПа и изменении температуры от 35 до 205 градусов динамическая вязкость уменьшается в 5,4 раза, кинематическая вязкость — в 4,7 раза, число Прандтля — в 5,3 раза [6]. Обобщенные зависимости Nu = f (Re, Pr) из работы [5], полученные экспериментально в узком диапазоне изменений параметров, должны использоваться при проектировании теплообменной поверхности очень осторожно.

В настоящей работе выполнено численное моделирование с использованием CFDкодов: ЛОГОС Аэрогидро и Ansys CFX 19.2. Основная цель состоит в оценке применимости российского программного комплекса для решения подобных задач. На сегодняшний день в свободной печати можно встретить сравнительно небольшое количество публикаций, посвященных решению связанной задачи теплообмена в пакете ЛОГОС. Как было показано в работах [7–9] данный пакет может быть применим для решения такого рода задач, но, очевидно, требует более широкой валидационной базы для последующей верификации пакета в целом. Проведенный авторами расчет с помощью Ansys CFX выполнен в качестве эталонного и необходим для оценки корректности моделирования теплогидравлических процессов с помощью модели турбулентности SST с дополнительной поправкой на кривизну линий тока [10, 11].



## Экспериментальные исследования

Экспериментальная часть исследования проводилась на теплофизическом стенде ФТ-80, предназначенном для исследования процессов тепломассопереноса, теплогидравлических, определения ресурсных характеристик парогенерирующих элементов. В состав стенда входит три контура. Первый (I) и второй (II) контуры являются гидравлически замкнутыми и находятся под избыточным давлением в диапазоне от 1 до 18 МПа. Третий (III) контур не замкнут и служит для охлаждения основного оборудования. В качестве теплоносителя в первом и втором контурах использовалась вода высокой степени чистоты, в третьем контуре — вода из системы холодного водоснабжения. Экспериментальная модель, предназначенная для исследования теплогидравлических характеристик закрученного потока теплоносителя, представлена на рис. 1а.

Рис. 1. Общий вид экспериментальной модели (a) и ленточных завихрителей (b) [1-3].

Конструктивно модель представляет собой теплообменный канал, выполненный по принципу «труба в трубе», с противоточным движением теплоносителей. Среда II контура движется по внутренней трубе, обогреваемой средой I контура, движущейся в кольцевом зазоре между теплообменной трубой и наружным кожухом канала. Подвод нагреваемого теплоносителя осуществляется в нижний коллектор с последующим отводом из верхнего. Организация данной схемы движения теплоносителей является наиболее оптимальной с точки зрения достижения максимальной величины температурного напора, а также минимизации действия подъемных сил на процесс теплоотдачи и движение теплоносителей. Общая длина модели равна 2940 мм. Прочный кожух состоит из двух частей, которые после сварки продольных швов образуют канал с круглым внутренним сечением диаметром 17 мм. Теплообменная труба наружным диаметром 13 мм с толщиной стенки 1,5 мм дистанционируется в продольном канале прочного корпуса и образует в нем канал кольцевого сечения. Особенностью модели является возможность замены интенсификатора теплообмена, расположенного внутри теплообменной трубы.

Экспериментальные исследования проводились для интенсификаторов теплообмена, представляющих собой ленточные завихрители различной конфигурации (рис. 1*b*), которые имеют вид полос из нержавеющей стали толщиной 1 мм и шириной 9,8 мм, закрученных вокруг центральной оси. Длина интенсификатора теплообмена соответствует длине активной части теплообменной трубы экспериментальной модели. В рамках данной работы рассматриваются три ленточных завихрителя с постоянными шагами закрутки, равными 40, 60 и 80 мм.

Экспериментальные исследования проводились в следующем диапазоне режимных параметров:

- расход греющего теплоносителя I контура  $G_{\rm I} = 11 280$ , кг/ч;
- расход среды II контура  $G_{II} = 4 114$ , кг/ч;
- температура входа теплоносителя I контура  $T_{\rm I}^{\rm BX} = 245 360, \,^{\circ}{\rm C};$
- температура входа теплоносителя II контура  $T_{\text{II}}^{\text{BX}} = 30-50, \,^{\circ}\text{C};$
- давление I контура  $P_{\rm I} = 8 11$ , МПа;
- давление II контура  $P_{\text{II}} = 3-5$ , МПа.

В результате размещения завихрителя в теплообменной трубе образуется криволинейный канал, оснащенный термопреобразователями в 11 сечениях. Глубина пазов на наружной поверхности теплообменной трубы составляет 0,6 мм, а глубина пазов для датчиков, измеряющих температуру ее внутренней поверхности, — 1,1 мм. Металлизация была выполнена методом плазменного напыления в среде инертного газа (аргона). Нанесенные покрытия обработаны заподлицо с основной поверхностью. Термопреобразователи имеют индивидуальную градуировку, поэтому максимальная погрешность измерения температуры составила 0,5 °C. В 7 из 11 указанных сечений были установлены съемные термопреобразователи для измерения температуры нагреваемой среды по высоте модели. Активная часть данных термопреобразователей приходится на центральную часть потока. Наличие термопреобразователей в нескольких сечениях по высоте канала позволило экспериментально изучить изменение интенсивности теплопередачи и получить 10 экспериментальных значений коэффициента теплоотдачи для каждого из исследованных режимов. Как было показано в работах [1-3], среди интенсификаторов с постоянным шагом закрутки наибольшей эффективности удалось достичь при установке завихрителя с шагом 40 мм. Для компьютерного моделирования выбрана именно эта конфигурация модели.

# Численное моделирование

Компьютерное моделирование проводилось в среде отечественного многофункционального программного комплекса ЛОГОС, а также в Ansys CFX. Решение полноценной связанной задачи теплообмена в пакете ЛОГОС сильно осложнено несовершенством методики. Для корректного моделирования необходимо полностью перерабатывать конечно-элементную модель, дублируя все интерфейсы — поверхности, расположенные на границах двух различных сред (рис. 2). В процессе создания этой модели важно обеспечить такую величину зазора, чтобы с одной стороны не было взаимного проникновения элементов эквидистантных поверхностей, а с другой — отсутствовала необходимость внесения значимых изменений в размеры этих поверхностей, чтобы не увеличивать отличия от оригинальной геометрии. В связи с этим были созданы два варианта сетки (рис. 3):

— облегченная — для моделирования изотермических режимов (CFX, ЛОГОС) и процесса теплоотдачи (ЛОГОС);

— полная — для проведения моделирования процесса теплоотдачи при встречном движении теплоносителей (CFX).

Обе сетки являются гексаэдрическими и адаптированы под ориентацию линий тока закрученного течения. Размер сеток составил в первом случае 12 млн элементов, во втором — 50 млн элементов.

Следует выделить два этапа в проведении расчетных исследований. На первом этапе выполнялось численное моделирование закрученного потока в изотермической постановке для определения коэффициента гидравлического трения во всем диапазоне



Рис. 2. Реализация интерфейса между двумя средами в конечно-элементной модели.



Рис. 3. Облегченная (a) и полная (b) конечно-элементные модели.

Таблица 1

Номер режима	$G_{ m I}$ , кг/ч	$G_{ m II}$ , кг/ч	P <sub>I</sub> , МПа	P <sub>II</sub> , МПа	$T_{\rm IBX}, ^{\circ}{\rm C}$	$T_{\rm IIBX}$ , °C
1	49	39	10	3,8	248,9	35,5
2	68	39	9	3,8	256,1	37,6

Параметры экспериментальных режимов

расходов теплоносителя второго контура. На втором этапе проводился тепловой расчет на облегченной сетке при условии постоянства теплового потока со стороны греющего теплоносителя (ЛОГОС), а также на полной модели с учетом встречного движения теплоносителей (СГХ). Для корректного сравнения температурных полей из различных пакетов были выбраны экспериментальные режимы 1 и 2 (табл. 1). Было установлено, что при приведенных в таблице параметрах наблюдается наиболее равномерный нагрев теплоносителя второго контура по длине канала.

Математическое описание закрученного потока основано на модели турбулентности  $k-\omega$  SST (Mentor's Shear Stress Transport) с дополнительной поправкой на кривизну линий тока и вращение потока. Эмпирическая функция для учета возрастающей турбулентности потока, предложенная авторами [10, 11], для SST имеет вид:

$$f_{\text{rotation}} = \left(1 + C_{r1}\right) \frac{2 \cdot r'}{1 + r'} \left(1 - C_{r3} \cdot \arctan(C_{r2} \cdot \overline{r})\right) - 1,\tag{1}$$

$$\hat{f}_r = \max[\min(f_{\text{rotation}}, 1, 25), 0],$$
 (2)

$$f_r = \max[0, 1 + C_{\text{scale}}(\tilde{f}_r - 1)],$$
 (3)

$$P_k \to P_k \cdot f_r, \tag{4}$$

где r'и  $\bar{r}$  функции, зависящие от комбинаций тензоров скорости деформации и завихренности [10], эмпирические константы C<sub>r1</sub>, C<sub>r2</sub>, C<sub>r3</sub> заданы равными 1,0, 2,0 и 1,0 соответственно. Коэффициент C<sub>scale</sub> был введен для того, чтобы стало возможно влиять на эффект коррекции кривизны, если это необходимо для конкретного потока. Значение этого коэффициента масштабирования по умолчанию равно 1,0 и может быть изменено для достижения лучшей сходимости с экспериментальными данными. В представленном исследовании это значение было принято по умолчанию. В формуле (4) fr используется в качестве множителя для комплекса, отвечающего за генерацию дополнительной турбулентности. Функция  $\tilde{f}_r$  ограничена в диапазоне от 0 до 1,25, где наименьшее значение соответствует стабилизированному потоку и отсутствию образования дополнительной турбулентности, а наибольшее — усиленному образованию турбулентности. Нижний предел введен из соображений численной стабильности, тогда как верхний предел необходим для предотвращения чрезмерного увеличения вихревой вязкости в потоках с дестабилизирующей кривизной/вращением. Специальный ограничитель 1.25 обеспечил компромиссное решение для различных тестовых случаев, которые рассматривались с моделью SST (например, поток при развороте, поток в гидроциклоне и поток над вихрем на кончике крыла NACA 0012 [11]). Толщина первого элемента вблизи стенки для всех вариантов сеток определялась из условия  $y^+ = 1$ . Коэффициент увеличения толщины элемента составлял 1.2. На основании результатов исследований [12] турбулентное число Прандтля было увеличено со стандартных значений  $Pr_t = 0.85 \div 0.9$  до 1.1.

### Таблица 2

CFD пакет	Схема решения	Турбулентное число Прандтля	Турбулентность потока на входе, %	Максимальный уровень среднеквадра- тического отклонения
ЛОГОС	Upwind	1,1	5	$10^{-4}$
CFX	High Resolution	1,1	5	$10^{-4}$

Основные параметры численных исследований

В табл. 2 приведены основные настройки численных исследований в различных программных пакетах.

Решение задачи проводилось в стационарной постановке. К дальнейшей обработке допускались решения после достижения требуемого уровня невязок. В среднем необходимое количество итераций для решения задачи составило для CFX — 300, для ЛОГОС — 3000. При этом важно отметить, что длительность расчета одной итерации в пакете ЛОГОС значительно ниже, чем в CFX.

#### Анализ результатов

На рис. 4 приведены характерные поля скорости для «облегченного» варианта сетки: результаты расчета в ЛОГОС (рис. 4a), экспериментальные данные, полученные на воздухе в работе [5] (рис. 4b), и результаты расчетов в Ansys CFX (рис. 4c). Сравнительный анализ распределений величин относительных скоростей, а также тангенциальных компонент вектора скорости позволяет сделать вывод о неплохом качественном совпадении расчетных результатов с экспериментальными данными. В целом следует отметить чуть более высокое качество решения в CFX.

На рис. 5 приведены результаты расчетно-экспериментальных исследований коэффициента гидравлического сопротивления для каждого интенсификатора. Коэффициент трения вычисляется по формуле:

$$\lambda = \frac{d_{\Gamma}}{l} \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho V^2},$$



*Рис.* 4. Характерное поле скорости, рассчитанные в ЛОГОС (*a*), данные экперимента [5] (*b*) и результаты, полученные в СFX (*c*).



Рис. 5. Коэффициент гидравлического трения, рассчитанный в СFX (1), ЛОГОС (2) и полученный экспериментально (3).

где  $d_{\Gamma}$  — гидравлический диаметр канала, l — длина канала,  $\rho$  — плотность воды, V — средняя скорость воды в сечении,  $\Delta P$  — перепад давления среды, определяемый в ходе расчета или эксперимента. Во всем диапазоне расходов наблюдается ламинарный режим течения с макровихрями. Экспериментальные значения коэффициента трения имеют допустимые (в пределах 5 %) отклонения от значений, вычисленных на основе эмпирических зависимостей [4, 5]. Сравнительный анализ расчетов в ЛОГОС и отличное (до 5 %) — для СFX. Все три группы расчетов были выполнены с одинаковой настройкой необходимых констант для выбранной модели турбулентности. Возможно, более точная настройка коэффициентов, отвечающих за учет криволинейности траекторий частиц, позволит повысить качество решения, получаемого в пакете ЛОГОС, однако это требует отдельных научных изысканий.

В результате моделирования процесса теплоотдачи было определено температурное поле среды второго контура при заданных режимных параметрах. На рис. 6*a* и 6*b* представлены расчетно-экспериментальные распределения температуры среды по длине канала для режимов № 1 и 2 соответственно. Значения для ЛОГОС и СFX определялись в центральной точке закрученного потока в 10 сечениях по высоте канала. Сравнительный анализ показал, что в случае упрощенной постановки решения (пакет ЛОГОС на облегченной сетке) поле температуры теплоносителя не имеет характерного искривления, возникающего вследствие взаимного влияния температурных полей теплоносителей при их встречном движении. Моделирование, выполненное на полномасштабной модели (пакет CFX), позволяет учитывать этот фактор, а также дополнительные тепловые потоки за счет теплопроводности материалов, что приводит к более качественному результату (отклонение значений температуры от экспериментальных значений составляет не более 5 %). Для случая использования пакета ЛОГОС возможно повысить точность расчета, используя переменное значение теплового потока по высоте, полученное в эксперименте, однако при этом исчезает целесообразность постановки расчета в целом.

На рис. 7*a* и 7*b* представлены расчетно-экспериментальные распределения коэффициента теплоотдачи по длине канала для режимов № 1 и 2 соответственно. Величина коэффициента теплоотдачи определялась по формуле

$$\alpha = \frac{q}{t_{\rm w} - t_{\rm f}},$$



Рис. 6. Распределения температуры среды по длине канала для режимов 1 (*a*) и 2 (*b*), рассчитанные в ЛОГОС (*1*), СГХ (*2*) и полученные экспериментально (*3*).





где q — плотность теплового потока,  $t_{\rm f}$  — температура в центре закрученного потока,  $t_{\rm w}$  — температура стенки при обработке экспериментальных результатов и средняя температура первого пристеночного элемента в случае численного моделирования. Сравнительный анализ показал небольшое отклонение расчетных величин от экспериментальных (в среднем не более 10 %). Большие значения коэффициента теплоотдачи на начальном участке в расчете и эксперименте объясняются перестройкой потока на начальном участке после выхода теплоносителя из коллектора.

# Заключение

Проведено экспериментальное исследование и численное моделирование теплогидравлических процессов, протекающих внутри закрученного потока в теплообменном канале при штатных параметрах ядерных энергетических установок. Численное моделирование выполнено с помощью пакетов ЛОГОС и Ansys CFX. Сравнительный анализ позволил выявить сильные и слабые стороны в подходах к моделированию сложных закрученных течений с использованием указанных программных продуктов. Можно сделать вывод о качественно верном описании структуры пограничного слоя с применением  $k - \omega$  SST модели турбулентности с поправкой на кривизну линий тока и вращение. Решение полноценной связанной задачи теплообмена в пакете ЛОГОС сильно осложнено несовершенством методики. Необходимо оптимизировать или упростить процесс решения связанной задачи теплообмена с целью расширения круга решаемых задач. В качестве одного из решений предлагается реализовать дублирование поверхностей за счет создания виртуальной копии поверхности внутри кода программы, что значительно упростит предварительную подготовку конечно-элементной и геометрической моделей и приведет к росту конкурентоспособности отечественных программных пакетов.

#### Список литературы

- 1. Дмитриев С.М., Соборнов А.Е., Рязапов Р.Р., Котин А.В. Экспериментальное исследование процесса теплопереноса в потоке вязкой жидкости в каналах с ленточными завихрителями различной геометрии // Тр. НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2013. № 2 (99). С. 134–141.
- 2. Sobornov A.E., Dmitriev S.M., Ryazapov R.R., Kotin A.V. Experimental efficiency evaluation of the of various geometry twisted bands for heat transfer intensification in the heat-exchange channels of a nuclear power unit equipment // J. Phys.: Conf. Ser. 2021. Vol. 2088. P. 012046-1–0121046-7.
- 3. Dmitriev S.M., Ryazapov R.R., Sobornov A.E., Dmitriy V.S. Numerical and experimental research of swirling flow heat transfer in a pipe with equally twisted metallic band // Taiwan: NUTHOS-9, 2012, 13 p.
- **4.** Митрофанова О.В. Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах ядерно-энергетических установок. М.: Физматлит, 2010. 286 с.
- 5. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. М.: Машиностроение, 1980. 240 с.
- 6. Fluid property calculator // The Intern. Association for the Properties of Water and Steam, updated June 18, 2018.
- 7. Дмитриев С.М., Добров А.А., Легчанов М.А., Хробостов А.Е. Верификация СFD-программы ЛОГОС на базе экспериментальных исследований НГТУ по изучению локального массообмена потока теплоносителя в ТВС // Тр. НГТУ им. Р. Е. Алексеева. 2016. № 4. С. 91–99.
- 8. Коротков А.В. Конечно-объемная дискретизация прямого метода решения задач сопряженного теплообмена в пакете программ «ЛОГОС» // Тр. НГТУ им. Р. Е. Алексеева. 2022. № 3. С. 7–21.
- 9. Вишняков А.Ю., Дерюгин Ю.Н., Глазунов В.А., Чистякова И.Н. Пакет программ ЛОГОС. Модуль расчета сопряженных и связанных задач теплопереноса // Тр. МФТИ. 2014. Т. 6, № 4. С. 158–167.
- **10. Spalart P.R., Shur M.L.** On the sensitization of turbulence models to rotation and curvature // Aerospace Sci. 1997. Vol. 1, Iss. 5. P. 297–302.

- 11. Smirnov P.E., Menter F.R. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart-Shur correction term // ASME Paper GT 2008-50480. 2008. P. 2305–2314.
- 12. Лущик В.Г., Макарова М.С. Турбулентное число Прандтля в пограничном слое на пластине: влияние молекулярного числа Прандтля, вдува (отсоса) и продольного градиента давления // Теплофизика и аэромеханика. 2018. Т. 25, № 2. С. 177–190.

Статья поступила в редакцию 9 февраля 2023 г., после доработки — 5 мая 2023 г., принята к публикации 16 июня 2023 г.