

Тепловые процессы в технике. 2024. Т. 16. № 3. С. 134–145
Thermal processes in engineering, 2024, vol. 16, no. 3, pp. 134–145

Научная статья
УДК 62-683

Калибровка модели шероховатости поверхности стенок единичного канала теплообменного аппарата, изготовленного при помощи аддитивного производства

В.В. Еременко¹✉, А.Е. Михайлов¹, А.Б. Михайлова¹, М.О. Горюхин¹,
Д.Г. Красноперов¹, И.Р. Гарипов¹

¹Уфимский университет науки и технологий, Уфа, Россия

✉vlad.eremenko@yandex.ru

Аннотация. Целью данной работы является сравнение *CFD* расчетов с различными моделями шероховатостей (среди которых модель эквивалентной песочной шероховатости и альтернативная модель) и моделями турбулентностей (модель *k-ε* и *SST*) с экспериментальными данными по программе *NATHENA*. Для этого создана исходная *CAD* модель, построена достаточная сеточная модель и проведены расчеты в программном комплексе *Ansys CFX* для определения наиболее подходящих значений эквивалентной шероховатости, которые соответствуют экспериментальным данным по полям температур, числам Нуссельта, Рейнольдса, коэффициентам теплопередачи.

Ключевые слова: аддитивные технологии, теплообменный аппарат, гидрогазодинамика, шероховатость поверхности, конвективный теплообмен

Для цитирования. Еременко В.В., Михайлов А.Е., Михайлова А.Б., Горюхин М.О., Красноперов Д.Г., Гарипов И.Р. Калибровка модели шероховатости поверхности стенок единичного канала теплообменного аппарата, изготовленного при помощи аддитивного производства // Тепловые процессы в технике. 2024. Т. 16. № 3. С. 134–145. URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=180177>

Original article

Calibration of CFD methodology for the simulation roughness effect of the single channel of additive manufactured heat exchanger

V.V. Eremenko¹✉, A.E. Mikhailov¹, A.B. Mikhailova¹, M.O. Goryukhin¹,
D.G. Krasnoperov¹, I.R. Garipov¹

¹Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russia

✉vlad.eremenko@yandex.ru

Abstract. The aim of this work is to compare *CFD* calculations with different roughness models (among which the equivalent sand grain roughness model and the alternative model) and turbulence models (*k-ε* and *SST* models) with experimental data from the *NATHENA* (New Additive Manufactu-

ring Heat Exchanger for Aeronautic) program. For this purpose, an initial *CAD* model was created, a sufficient mesh model was built, and calculations were performed in *Ansys CFX* to determine the most appropriate values of equivalent roughness that match the experimental data in terms of temperature field, Nusselt numbers, Reynolds numbers, and heat transfer coefficients.

Keywords: additive manufacturing, heat exchanger, computer fluid dynamics, surface roughness, convective heat transfer

For citation. Eremenko V.V., Mikhailov A.E., Mikhailova A.B., Goryukhin M.O., Krasnoperov D.G., Garipov I.R. Calibration of CFD methodology for the simulation roughness effect of the single channel of additive manufactured heat exchanger. *Thermal processes in engineering*, 2024, vol. 16, no. 3, pp. 134–145. (In Russ.). URL: <https://tptmai.ru/publications.php?ID=180177>

Введение

Теплообменные аппараты являются важными элементами различных процессов, связанных с передачей тепла между разными средами. Эффективность теплообмена зависят от многих факторов, таких как геометрия и материал теплообменной поверхности, режимы течения и температуры сред. Традиционные методы изготовления теплообменных аппаратов ограничивают возможности по выбору формы и размера теплообменных элементов, а также требуют большого количества материала и времени.

Аддитивное производство представляет собой новую технологию, позволяющую создавать сложные трехмерные изделия посредством последовательного наращивания материала слой за слоем. Такое производство имеет ряд преимуществ перед традиционными методами. В частности, это позволяет создавать сложные формы и геометрии теплообменных элементов с учетом особенностей теплового и гидравлического режима, а также снизить массу и объем теплообменных аппаратов за счет использования пористых структур [1–4].

При теплогидравлическом расчете теплообменника изготовленного при помощи аддитивного производства, особое внимание уделяется заданию шероховатости, так как ее значение существенно влияет на результаты расчета. В итоге значения потерь полного давления и коэффициента теплопередачи в рассчитанной и изготовленной конструкции могут весьма отличаться [5, 6]. Наиболее популярный подход основан на эквивалентной шероховатости песчинок (*ESGR* – *Equivalent Sand Grain Roughness*), то есть упакованного слоя сфер диаметром k_s с теми же характеристиками, что и у реальной поверхности. После определения эквивалентной шерохо-

ватости песчинок k_s с помощью диаграммы Муди [7] или эквивалентных выражений, например уравнение Колбрука [8], можно рассчитать соответствующий коэффициент трения f как функцию числа Рейнольдса Re .

Подход *ESGR* имеет недостатки, которые ограничивают его широкое применение. Наиболее существенным из них является отсутствие подходов для относительно эффективного и точного способа преобразования параметров шероховатости в значение k_s для применения в *CFD* (*Computational Fluid Dynamics*) моделировании. Д.П. Бонс собрал 23 различных соотношения для определения k_s в зависимости от типа поверхности [9]. Отметим, что выражения варьировались для коэффициента пропорциональности и рассматриваемых размеров шероховатости (например, Ra , Rz , Rq , k и параметры плотности формы) в зависимости от производственного процесса или условий поверхности. Поэтому очевидно, что без надлежащей характеристики шероховатой поверхности оценка k_s подвержена значительной неопределенности. Еще меньше информации существует по шероховатости изделий, изготовленных аддитивным способом, всего лишь пара корреляций, полученных из мини-каналов в зависимости от параметра шероховатости Ra [10, 11].

Однако определение реальных корреляций не привело бы к решению проблемы задания шероховатости. По мнению Б. Опуа [12] и Л. Маццеи [13], формулировка нефизична, поскольку увеличение пристенного трения из-за силы давления на элементы шероховатости моделируется повышением уровня турбулентности. Это затрудняет воспроизведение правильного температурного профиля в пограничном слое, что негативно сказывается на прогнозируемом тепловом потоке.

С этой целью Б. Маццей [13] провел сравнительный анализ различных моделей шероховатости, в частности модели *ESGR* и альтернативной модели, основанной на модификациях трения и теплопередачи, предложенной Л. Опуа [14]. Как показано на рис. 1, моделирование на мини-каналах, испытанных в *PSU (Penns State University)* [10], показало, что даже при использовании корреляций для k_s , полученных на том же испытательном стенде, модель *ESGR* (*SST-ESGR* на рис. 1 а и 1 б) дает приемлемый коэффициент трения (в пределах ошибки $\pm 25\%$) только для низких значений, быстро расходясь при $f > 0,15$. В то же время альтернативная модель Опуа (*SST-HR std*) возвращает более физическое поведение, и, если ее откалибровать (*SST-HR new*), удастся сохранить отклонения как трения, так и теплопередачи в пределах $\pm 25\%$.

На основании экспериментальных результатов продувок образцов, напечатанных аддитивным методом, С. Стимсон выявил следующую зависимость [10] (рис. 2):

$$\frac{k_s}{D_h} = 18 \frac{R_a}{D_h} - 0,05.$$

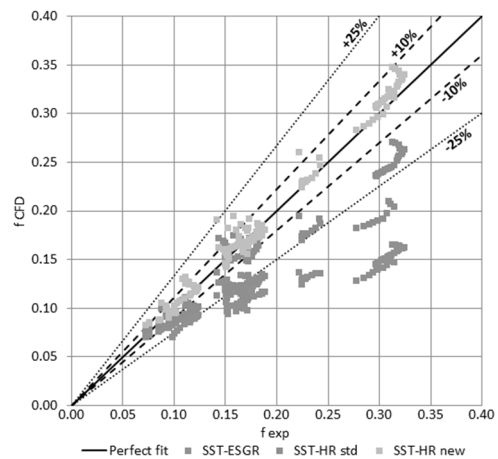
В то же время Л. Маццей выявил свою зависимость, определяющую эквивалентную шероховатость [13]:

$$\frac{k_s}{D_h} = 26,414 \frac{R_a}{D_h} - 0,0856.$$

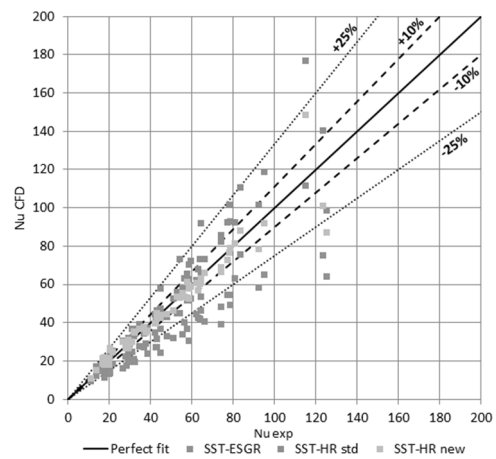
Таким образом, ряд исследований был направлен на поиск общей корреляции между k_s и физическими параметрами шероховатости. Цель данной работы – показать влияние шероховатости на характеристики единичного канала теплообменного аппарата, изготовленного при помощи аддитивного производства, а также калибровка модели шероховатости для теплогидравлических расчетов теплообменных аппаратов, изготовленных аддитивными технологиями, на основе результатов эксперимента единичного канала теплообменного аппарата.

Объект исследования

Объектом численного моделирования является единичный канал теплообменного аппарата, изготовленный при помощи аддитивного производства по программе *NATHENA*. Этот проект был посвящен разработке и испытанию высокоэффективного теплообменного аппарата для авиационной системы кондиционирования воздуха [15].



а



б

Рис. 1. Зависимости расчетных значений коэффициента трения и числа Нуссельта от экспериментальных

Источник: Stimpson C.K., Snyder J.C., Thole K.A., Mongillo D. Scaling roughness effects on pressure loss and heat transfer of additively manufactured channels // Journal of Turbomachinery. 2016. Vol. 139. No. 2. P. 139.

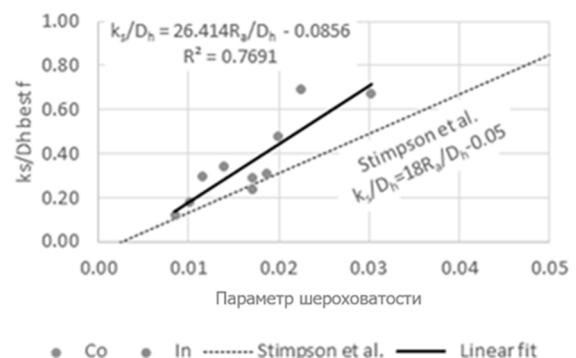


Рис. 2. Зависимость k_s/D_h от параметра шероховатости

Источник: Mazzei L., Da Soghe R., Bianchini C. CFD Modelling Strategies for the Simulation of Roughness Effects on Friction and Heat Transfer in Additive Manufactured Components // Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air – American Society of Mechanical Engineers. 2020. Paper No. V07CT13A021.

Испытательная установка была спроектирована и разработана в лаборатории VKI (*Von Karman Institute for Fluid Dynamics*). Стенд состоит из модуля единичного канала теплообменного аппарата, оснащенного датчиками, необходимыми для определения его тепловых и аэродинамических характеристик. На рис. 3 показана схема основных компонентов установки. Сжатый воздух из магистрали под давлением 7 бар подается в установку через гибкий трубопровод. Массовый расход регулируется с помощью трех ротаметров (*YOKOGAWA*) в доступном диапазоне до 30 г/с. Расширяющаяся часть используется в качестве соединения с металлической трубой прямоугольного сечения, которая непосредственно подключена к испытательной секции.

Внутри модели единичного канала теплообменного аппарата состоит из 15 рядов ребер, причем в каждом ряду по 20 ребер. Его габаритные размеры составляют 52×17×120 мм. Толщина внутренней стенки составляет 2 мм.

Описание численного эксперимента

Ansys CFX на данный момент является мощным инструментом для проведения *CFD* расчетов. Несмотря на то, что применение *Ansys CFX* часто ограничивается моделированием газодинамики турбомашин, его функционал можно использовать и в других областях, в частности для теплогидравлических расчетов теплообменников.

В данной работе все расчеты проводились в программном комплексе *Ansys CFX 2021 R2*. Решатель *Ansys CFX* основан на моделировании течения жидкостей и газов на основе осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье – Стокса.

Исследуется задача в полной 3D-постановке. На входе в качестве граничного условия задан профиль скорости в соответствии с экспериментом и полная температура (для каждого расхода эти параметры изменялись по эксперименту). На выходе задано атмосферное статическое давление, соответствующее нормальным атмосферным условиям. Условие подогрева медной пластины осуществлялось с помощью задания теплового потока, равного 26000 Вт/м² на верхней стенке. На нижней стенке было задано поле статических температур в соответствии с экспериментом (рис. 4).

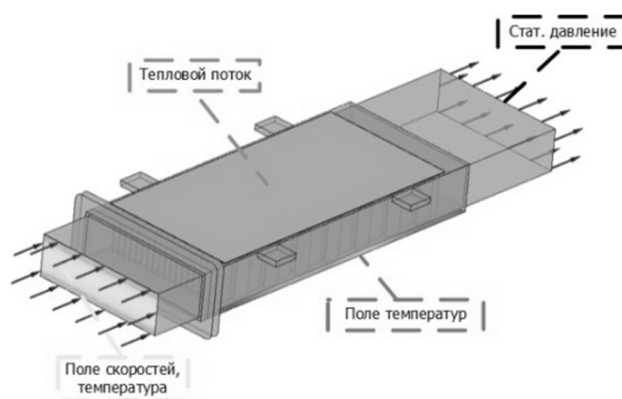
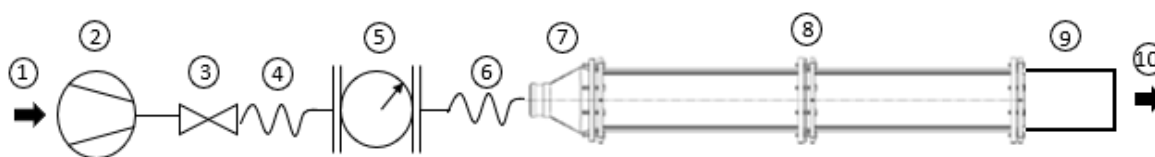


Рис. 4. Расчетная область



- | | |
|----------------------------|------------------|
| 1. Inlet | 6. Flexible pipe |
| 2. Compress air | 7. Divergent |
| 3. Valve regulating system | 8. Metallic pipe |
| 4. Flexible pipe | 9. CHX module |
| 5. Rotameters | 10. Outlet |

1 – вход, 2 – компрессор, 3 – система регулирования клапанов, 4, 6 – гибкая труба, 5 – расходомеры, 6 – гибкая труба, 7 – диффузор, 8 – металлическая труба, 9 – модуль теплообменника, 10 – выход

Рис. 3. Экспериментальный стенд

Источник: Jabbour J., Serret D., Yassin H. Numerical Study of Roughness Effect on Performances in Representative Heat Exchanger Channels // *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* – American Society of Mechanical Engineers, 2022. Vol. 86045. P. 4.

В расчетах применялись следующие настройки моделей шероховатости и турбулентности:

1) модель турбулентности *SST* (*Shear Stress Transport*) с гладкими стенками;

2) модель турбулентности *SST* и модель эквивалентной песочной шероховатости со значением, пересчитанным по формуле Стимсона;

3) модель турбулентности *SST* и альтернативная модель Опуа со значением, пересчитанным по формуле Стимсона;

4) модель турбулентности *SST* и альтернативная модель Опуа со значением, пересчитанным по формуле Маццеи;

5) модель турбулентности *k-ε* с гладкими стенками;

6) модель турбулентности *k-ε* и модель эквивалентной песочной шероховатости по формуле Стимсона.

Для рассматриваемого образца значение шероховатости на поверхности составляет ($Ra = 27$ мкм).

Критериями сходимости расчетов было стабильное снижение основных параметров *RMS* (*Root-mean-square deviation*) до значений ниже $10E4$, значений по *imbalance* ниже 0,1 %, а также отсутствие значительных изменений по температуре на выходе из теплообменника.

Сеточная модель

Для получения адекватных результатов необходимо обеспечить достаточное разрешение сеточной модели. Так, для обеспечения адекватного распределения температуры поперек стенки следует разместить как минимум три элемента (по ГОСТу Р 57700.14–2018).

В то же время в расчетной области воздуха при применении высокорейнольдсовых моделей турбулентности ближайший к стенке контрольный объем должен попадать в область логарифмического подслоя ($y^+ > 30$). В случае применения низкорейнольдсовых моделей турбулентности ближайший к стенке контрольный объем должен попадать в область ламинарного подслоя $y^+ < 1$.

Выбранная модель турбулентности *SST* является низкорейнольдсовой. Поэтому для разрешения пограничного слоя была построена сеточная модель, состоящая из 30321857 элементов и обеспечивающая $y^+ < 1$ (рис. 5).

На рис. 6 подтверждение обеспечения значения $y^+ < 1$. Отдельно стоит отметить, что эквивалентная шероховатость обладает блокирующим эффектом, составляющим около 50 % ее высоты (рис. 7). Согласно [17] идея заключается в том, чтобы физически разместить стенку на 50 % высоты элементов шероховатости. Это даст примерно правильное смещение, вызванное шероховатостью поверхности.

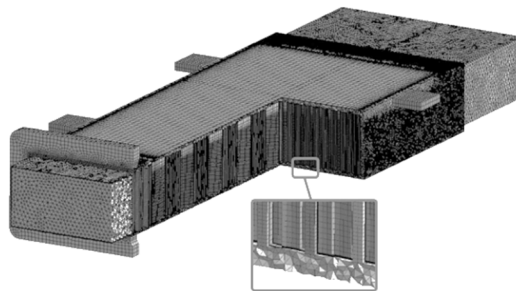


Рис. 5. Сеточная модель

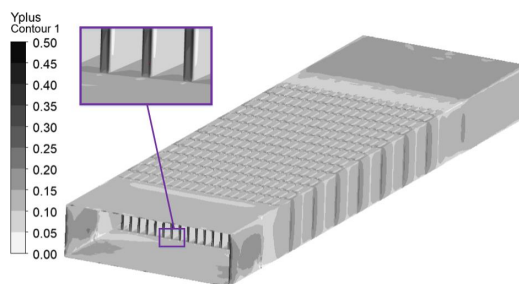


Рис. 6. y^+ в расчетной области

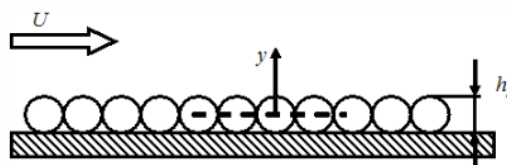


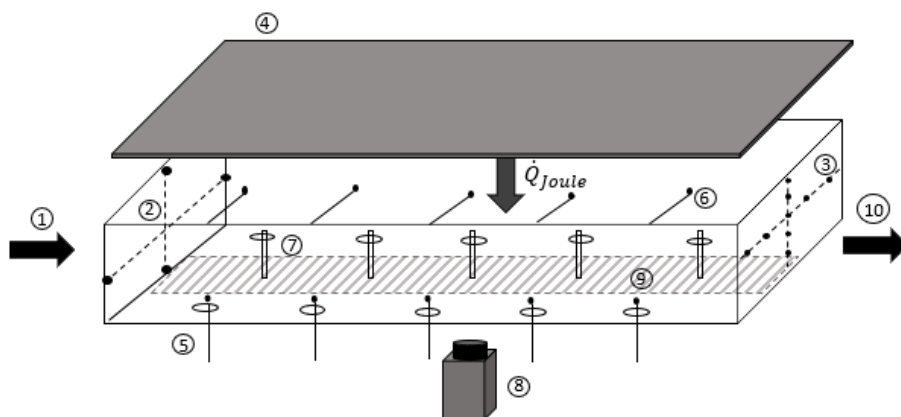
Рис. 7. Эквивалентная песочная шероховатость [17]

Источник: Barbin A.R., Jones J.B. Turbulent flow in the inlet region of a smooth pipe // Journal of Basic Engineering. 1963. Vol. 85. No. 1. P. 29–33.

Постпроцессор – визуализация результатов

Для сравнения результатов моделирования и эксперимента было принято решение снимать результаты с точек замера с помощью линий, по которым впоследствии усреднялись значения по статическим и полным давлениям, температуре и кинематической энергии турбулентности.

На рис. 8 показаны места замеров в эксперименте.



- | | |
|---|---|
| 1. Inlet | 6. Row of thermocouples under the heating plate |
| 2. Inlet thermocouples rake | 7. Row of pressure taps |
| 3. Outlet thermocouples rake | 8. IR camera |
| 4. Copper heating plate | 9. IR camera interrogation area |
| 5. Row of thermocouples inside the sample | 10. Outlet |

1 – вход, 2 – термопары на входе, 3 – термопары на выходе, 4 – нагревательная пластина, 5 – термопары внутри теплообменника, 6 – термопары под нагревательной пластиной, 7 – приемники давления, 8, 9 – термографическая камера, 10 – выход

Рис. 8. Замеры статического давления и температуры в эксперименте [15]

Источник: Jabbour J., Serret D., Yassin H. Numerical Study of Roughness Effect on Performances in Representative Heat Exchanger Channels // Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air – American Society of Mechanical Engineers, 2022. Vol. 86045. P. 4.

На рис. 9 показаны линии осреднения в соответствии с экспериментом.

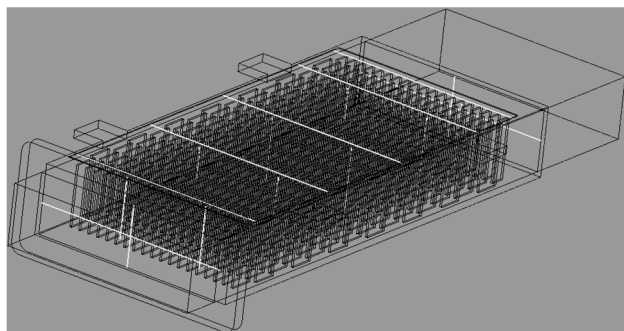
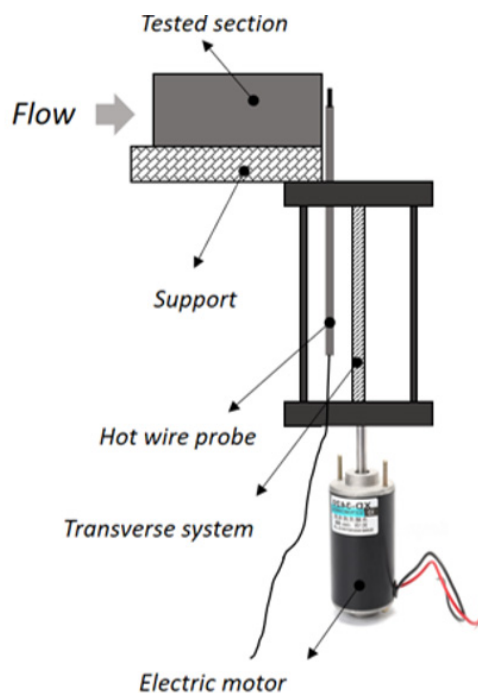


Рис. 9. Линии замера в расчетной области

Гидравлический анализ теплообменника

Гидравлический анализ включает в себя сравнение полученных результатов по потерям полного давления, распределению скоростей на выходе из расчетной области и экспериментальных данных.

Профиль скорости был получен с помощью датчика с вольфрамовой проволокой постоянной температуры. Датчик располагался в середине поперечного канала и перемещался с пространственным разрешением 0,2 мм. Схема экспериментальной установки, использованной для измерения скорости, показана на рис. 10.



Flow – поток воздуха, tested section – теплообменник, support – поддержка, hot wire probe – датчик с нагретой проволокой, transverse system – поперечный механизм, electric motor – электродвигатель

Рис. 10. Схема прибора для измерения скорости

Источник: Jabbour J., Serret D., Yassin H. Numerical Study of Roughness Effect on Performances in Representative Heat Exchanger Channels // Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air – American Society of Mechanical Engineers. 2022. Т. 86045. P. 4

На рис. 11 изображены графики распределения скоростей по высоте единичного канала теплообменного аппарата при расходе воздуха 10 г/с. Профили скорости имеют типичную форму полностью развитого потока в трубе. Кривые симметричны: скорость достигает максимального значения в соответствии с осью канала, затем уменьшается вблизи верхней и нижней стенок канала из-за эффекта трения, создаваемого боковыми стенками. Такая форма типична для течения в замкнутой внутренней трубе, в частности рост скорости в логарифмической области показывает, что турбулентные действия ограничены областью, прилегающей к стенкам: здесь жидкость с низким импульсом взаимодействует с областями с более высокой скоростью, создавая обмен импульсами частиц жидкости, которые инициируют турбулентность в виде продольных колебаний скорости [17].

Для образца единичного канала теплообменного аппарата статическое давление потока было измерено с помощью пяти приемников давления, установленных вдоль образца. Падение полного давления – разница между атмосферным давлением на выходе и полным давлением, определенным в соответствии с первым приемником полного давления, ближайшим к входной секции.

Применение модели турбулентности $k-\varepsilon$ и модели эквивалентной шероховатости по формуле Стимсона дает идентичные результаты по потерям полного давления (рис. 12). В остальных вариантах повышение расхода воздуха непременно ведет к увеличению потерь полного давления, но не достигает экспериментальных значений.

Тепловой анализ

Тепловой анализ затрагивает вопросы изменения температуры воздуха в единичном канале теплообменного аппарата. Целью теплового анализа является определение коэффициента теплопередачи воздуха при вынужденной конвекции. В данной установке на верхнюю стенку образца наклеена электрическая нагревательная пластина, обеспечивающая нагрев воздуха. При этом мощность нагрева в стационарных условиях равна 130 Вт.

Для получения распределения температуры на нижней поверхности канала теплообменника была использована инфракрасная термография. Эти данные были использованы для задания температуры по нижней поверхности (рис. 13) и моделирования естественного конвективного теплообмена.

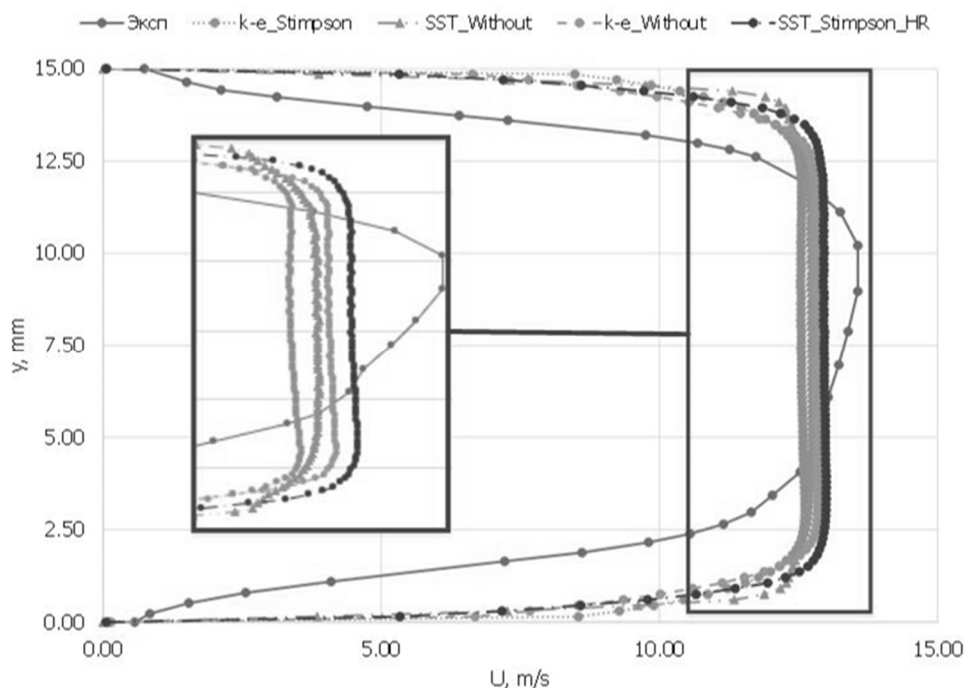


Рис. 11. Распределение скорости на выходе из единичного канала теплообменного аппарата

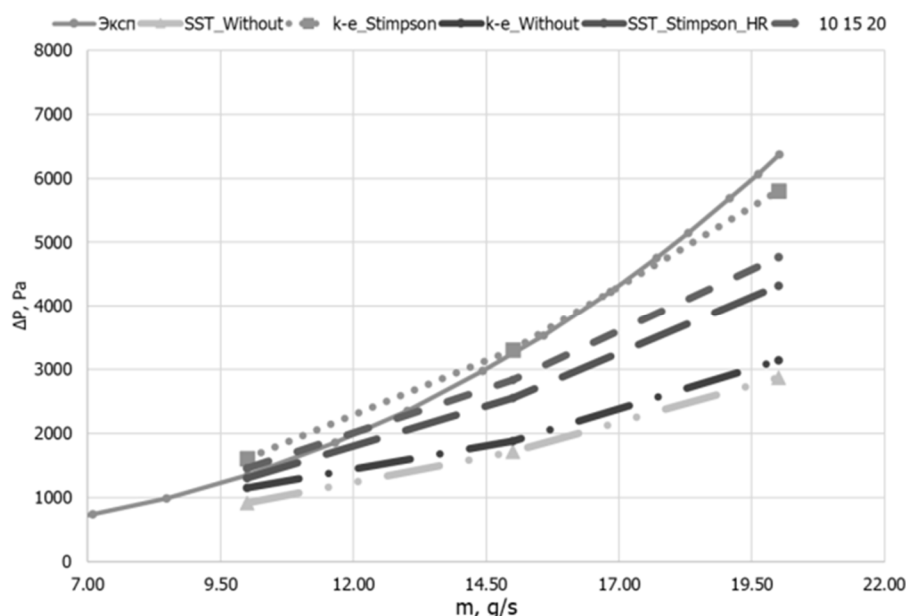


Рис. 12. Распределение потерь давления на выходе в сравнении с экспериментом

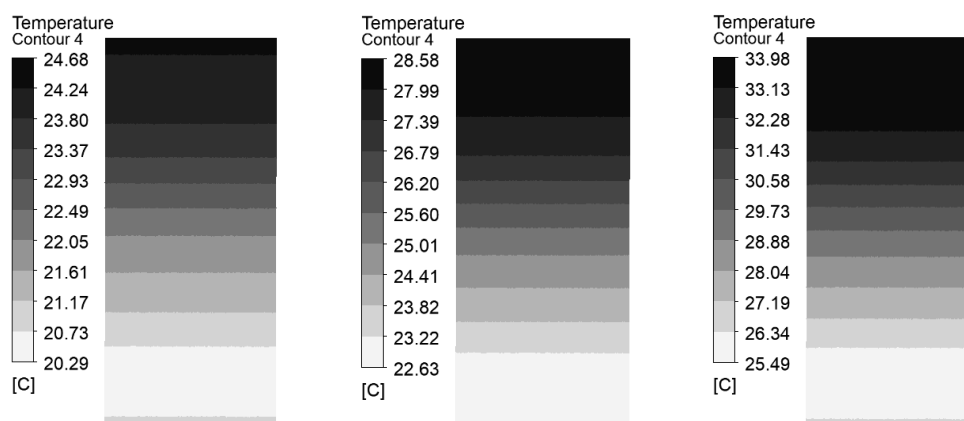


Рис. 13. Распределение температуры на нижней поверхности единичного канала теплообменного аппарата для разных расходов воздуха от 20 до 10 г/с

Температура на выходном участке единичного канала теплообменного аппарата измерялась с помощью четырех термопар, расположенных крестообразно по поперечному сечению канала (рис. 14). Измерения показывают, что температура на входе равномерна в пределах интервала неопределенности, равного $\pm 0,6$ °С. Температура на выходе измеряется с помощью девяти термопар, расположенных в виде крестообразного соединения на выходном участке единичного канала теплообменного аппарата (рис. 15).

На рис. 14 и 15 показано распределение относительных значений температур в выходном сечении по вертикали и горизонтали. При расходе воздуха 20 г/с применение модели турбулентно-

сти *SST* и отсутствие шероховатости позволяет получить аналогичные с экспериментом результаты. В то же время при снижении расхода воздуха до 10 г/с наиболее близкие значения к эксперименту показывает вариант расчета с применением модели турбулентности *k-ε* и модели эквивалентной шероховатости по формуле Стимпсона. Причина расхождения результатов с моделированием шероховатости и ее отсутствием может быть связано с настройками граничных условий, в частности именно приложение поля температур на нижней поверхности единичного канала теплообменного аппарата является не совсем корректным с физической точки зрения. Однако это позволяет уменьшить и без того большую сеточную модель.

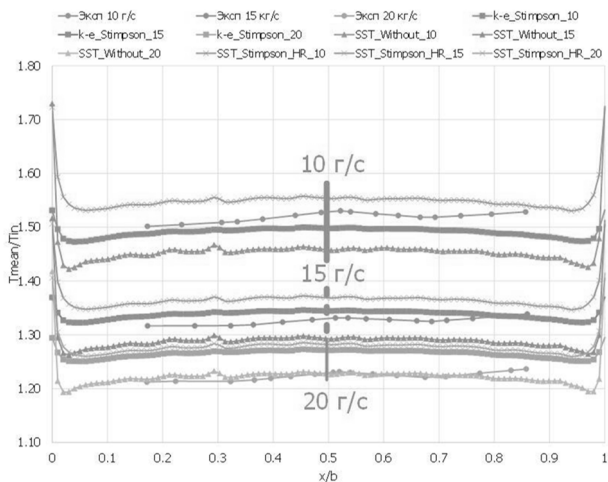


Рис. 14. Распределение относительных значений температур по горизонтали на выходе

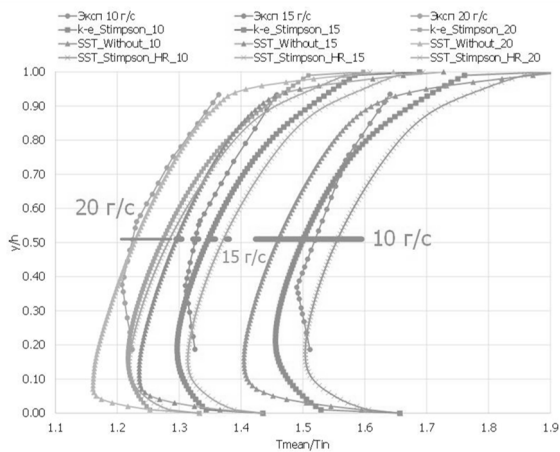


Рис. 15. Распределение относительных значений температур по вертикали на выходе

Коэффициенты теплопередачи

Основной целью эксперимента является определение коэффициента конвективной теплопередачи воздушного потока внутри единичного канала теплообменного аппарата.

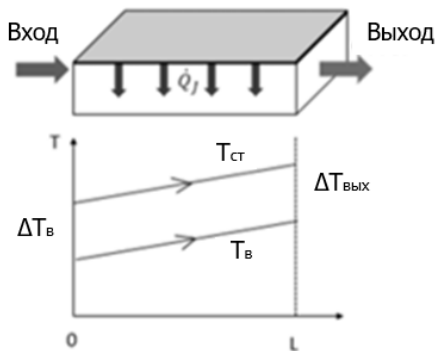


Рис. 16. Тепловая схема теплообменника

Коэффициент конвективной теплопередачи α_k был рассчитан по методике Стимсона [10].

$$\alpha_k = \frac{Q_B}{A_{\Pi} \Delta T_{LM}},$$

$$Q_B = G_B c_p (T_{\text{ВЫХ}} - T_B),$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{T_{\text{ВЫХ}} - T_B}{\ln \left(\frac{T_{\Pi} - T_B}{T_{\Pi} - T_{\text{ВЫХ}}} \right)},$$

где A_{Π} – площадь смоченной поверхности образца [м²], ΔT_{LM} – средняя логарифмическая разница температур, Q_B – тепло, переданное в воздух при прохождении его через единичный канал теплообменника [Вт], T_B и $T_{\text{ВЫХ}}$ – среднемассовые температуры на входе и выходе единичного канала теплообменника [К].

Температура верхней поверхности образца T_{Π} измеряется от наружной стенки и рассчитывается с помощью следующей формулы

$$T_{\Pi} = T_{\text{СТ}} - \frac{t_{\text{СТ}}}{k_m} \left(\frac{Q_H}{A_{\Pi}} \right),$$

где $T_{\text{СТ}}$ – средняя температура, измеренная термомпарами, расположенными под нагревательной пластиной [К], $t_{\text{СТ}}$ – толщина внешних стенок единичного канала [м], k_m – коэффициент теплопроводности материала единичного канала [Вт/(м×К)] [15].

Результаты коэффициента теплопередачи представлены в числах Нуссельта, Nu , вычисленного с использованием теплопроводности воздуха и гидравлического диаметра и числа Рейнольдса, Re .

$$Re = \frac{\rho w D_h}{\nu},$$

где $D_h = 1,05$ мм – гидравлический диаметр, ρ – плотность среды [кг/м³], ν – кинематическая вязкость среды [м²/с];

$$Nu = \frac{\alpha_k D_h}{k_B},$$

где α_k – рассчитанный ранее коэффициент теплопередачи [Вт/(м² ×К)], k_B – коэффициент теплопроводности воздуха [Вт/(м×К)].

На рис. 17–18 показаны зависимость коэффициента теплопередачи и числа Нуссельта от числа Рейнольдса. Как видно, модель шероховатости *High Roughness*, посчитанная по формуле Маццеи, обеспечивает лучшую сходимость с экспериментом для коэффициента теплопередачи. В то же время модель шероховатости *High Roughness*, посчитанная по фор-

муде Стимсона, показывает лучшую сходимость с экспериментом для числа Нуссельта.

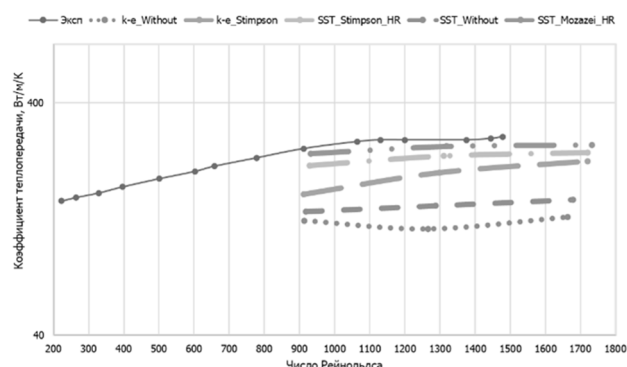


Рис. 17. Зависимость коэффициента теплопередачи от числа Рейнольдса

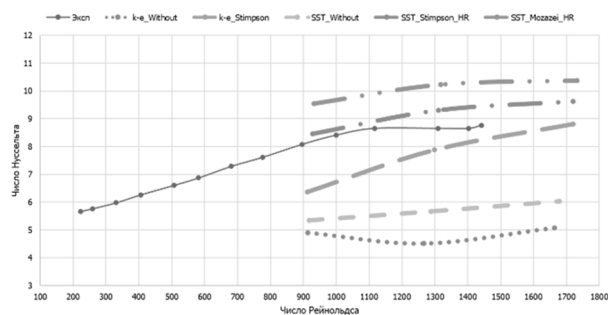


Рис. 18. Зависимость числа Нуссельта от числа Рейнольдса

Заключение

В статье была проведена калибровка модели шероховатости для теплогидравлических расчетов в программном комплексе *Ansys CFX* единичного канала теплообменного аппарата, изготовленного при помощи аддитивного производства.

Использование эквивалентной шероховатости по формуле Стимсона и модели турбулентности $k-\epsilon$ позволяет получить идентичные с экспериментом потери полного давления на разных расходах воздуха.

При применении модели турбулентности *SST* при отсутствии шероховатости температура воздуха в выходном сечении сходится с результатами эксперимента только на расходах воздуха 20 г/с. Однако при малых расходах применение эквивалентной шероховатости и *High Roughness* лучше сходится с экспериментом.

Сравнение экспериментальных и численных значений коэффициента теплопередачи и числа Нуссельта показывает, что применение модели

шероховатости *High Roughness* позволяет адекватно описать тепловые процессы, происходящие в единичном канале теплообменного аппарата.

Дальнейшая работа заключается в создании математической модели с использованием как гидравлической калибровки путем изменения эквивалентной шероховатости, так и тепловой коррекции от турбулизации потока.

Список источников

1. Дадоян Р.Г., Михайлов А.Е., Ахмедзянов Д.А., Михайлова А.Б. Формирование облика рекуператора для малоразмерного ГТД с регенерацией тепла // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2021. Т. 25. № 1. С. 22–32.
2. Соловьева О.В., Соловьев С.А., Шакурова Р.З. Обзор современных керамических ячеистых материалов и композитов, применяемых в теплотехнике // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2023. Т. 25. № 1. С. 82–103.
3. Баранов Ю.Ф., Митин Б.М. Пластинчатые теплообменники системы регенерации тепла в ТРДД // Труды ЦИАМ. 1977. № 750: Теплообменные аппараты газотурбинных двигателей. С. 5–30.
4. Агапов А.В., Ионов А.В., Стародумов А.В. Применение селективного лазерного сплавления при модернизации и производстве трубчатого воздуховоздушного теплообменника // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2023. Т. 27. № 1 (99). С. 116–129.
5. Kirsch K.L., Thole K.A. Experimental investigation of numerically optimized wavy microchannels created through additive manufacturing // Heat Transfer. Proceedings of the ASME Turbo Expo, American Society of Mechanical Engineers (ASME), ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT 2017, Charlotte, United States, 2017. DOI: 10.1115/GT2017-64934.
6. Brandon J.H., Kunal G., Susan C.M., Jane H.D. Design and characterization of an additive manufactured hydraulic oil cooler // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2018. Vol. 117. P. 188–200. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.013
7. Moody L.F. Friction factors for pipe flow // Transactions of the American Society of Mechanical Engineers. 1944. Vol. 66. No. 8. P. 671–678. DOI: 10.1115/1.4018140
8. Colebrook C.F., Blench H.C., Essex E.H., Finnicome J.R., Lacey G., Williamson J., Macdonald G.G. Correspondence turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws (includes plates) // Journal of the Institution of Civil engineers. 1939. Vol. 12. No. 8. P. 393–422. DOI: 10.1680/ijoti.1939.14509
9. Bons J.P. A Review of Surface Roughness Effects in Gas Turbines // Journal of Turbomachinery. 2010. Vol. 132. No. 2. DOI: 10.1115/1.3066315

10. **Stimpson C.K., Snyder J.C., Thole K.A., Mongillo D.** Scaling roughness effects on pressure loss and heat transfer of additively manufactured channels // *Journal of Turbomachinery*. 2016. Vol. 139. No. 2. P. 139. DOI: 10.1115/1.4034555
11. **Lorenzon A., Vaglio E., Casarsa L., Sortino M., Totis G., Sarago G., Lendormy E., Raukola J.** Heat transfer and pressure loss performances for additively manufactured pin fin arrays in annular channels // *Applied Thermal Engineering*. 2022. Vol. 202. Article number 117851.
12. **Aupoix B.** Improved heat transfer predictions on rough surfaces // *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2015. Vol. 56. P. 160–171. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2015.07.007
13. **Mazzei L., Da Soghe R., Bianchini C.** CFD Modelling Strategies for the Simulation of Roughness Effects on Friction and Heat Transfer in Additive Manufactured Components // *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air – American Society of Mechanical Engineers*, 2020. Paper No. V07CT13A021. DOI: 10.1115/GT2020-15406
14. **Aupoix B.** Roughness corrections for the $k-\omega$ shear stress transport model: Status and proposals // *Journal of Fluids Engineering*. 2015. Vol. 137. No. 2. Paper No. FE-14-1025. DOI: 10.1115/1.4028122
15. **Jabbour J., Serret D., Yassin H.** Numerical Study of Roughness Effect on Performances in Representative Heat Exchanger Channels // *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air – American Society of Mechanical Engineers*, 2022. Paper No. V06BT13A026. DOI: 10.1115/GT2022-84253
16. Ansys C.F.X. Version 17.0, ANSYS CFX-solver theory guide. Canonsburg, PA: Ansys Inc. 2016.
17. **Barbin A.R.** Turbulent flow in the inlet region of a smooth pipe // *Transactions of the ASME. Series D: Journal of basic engineering*. 1963. Vol. 85. No. 1. P. 29–34. DOI: 10.1115/1.3656521
4. **Agapov A.V., Ionov A.V., Starodumov A.V.** The use of selective laser fusion in the modernization and production of a tubular air-to-air heat exchanger. *Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa University of Science and Technology)*, 2023, vol. 27, no. 1, pp. 116–129.
5. **Kirsch K.L., Thole K.A.** Experimental investigation of numerically optimized wavy microchannels created through additive manufacturing//Heat Transfer. Proceedings of the ASME Turbo Expo, American Society of Mechanical Engineers (ASME), ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, GT 2017, Charlotte, United States, 2017. DOI: 10.1115/GT2017-64934.
6. **Brandon J.H., Kunal G., Susan C.M., Jane H.D.** Design and characterization of an additive manufactured hydraulic oil cooler. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, vol. 117, pp. 188–200. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.013
7. **Moody L.F.** Friction factors for pipe flow. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, 1944, vol. 66, no. 8, pp. 671–678. DOI: 10.1115/1.4 018140
8. **Colebrook C.F., Blench H.C., Essex E.H., Finnicome J.R., Lacey G., Williamson J., Macdonald G.G.** Correspondence turbulent flow in pipes, with particular re-ference to the transition region between the smooth and rough pipe laws (includes plates). *Journal of the Institution of Civil engineers*, 1939, vol. 12, no. 8, pp. 393–422. DOI: 10.1680/ijoti.1939.14509
9. **Bons J.P.** A Review of Surface Roughness Effects in Gas Turbines // *Journal of Turbomachinery*, 2010, vol. 132, no. 2. DOI: 10.1115/1.3066315
10. **Stimpson C.K., Snyder J.C., Thole K.A., Mongillo D.** Scaling roughness effects on pressure loss and heat transfer of additively manufactured channels. *Journal of Turbomachinery*, 2016, vol. 139, no. 2, pp. 139. DOI: 10.1115/1.4034555
11. **Lorenzon A., Vaglio E., Casarsa L., Sortino M., Totis G., Sarago G., Lendormy E., Raukola J.** Heat transfer and pressure loss performances for additively manufactured pin fin arrays in annular channels. *Applied Thermal Engineering*, 2022, vol. 202, article number 117851.
12. **Aupoix B.** Improved heat transfer predictions on rough surfaces. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2015, vol. 56, pp. 160–171. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2015.07.007
13. **Mazzei L., Da Soghe R., Bianchini C.** CFD Modelling Strategies for the Simulation of Roughness Effects on Friction and Heat Transfer in Additive Manufactured Components. *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air – American Society of Mechanical Engineers*, 2020, paper no. V07CT13A021. DOI: 10.1115/GT 2020-15406
14. **Aupoix B.** Roughness corrections for the $k-\omega$ shear stress transport model: Status and proposals. *Journal of Fluids Engineering*, 2015, vol. 137, no. 2, paper no. FE-14-1025. DOI: 10.1115/1.4028122

References

1. **Dadoyan R.G., Mikhailov A.E., Akhmedzyanov D.A., Mikhailova A.B.** Small gas turbine engine with heat regeneration. *Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University)*, 2021, vol. 25, no. 1(91), pp. 22–32.
2. **Solov'eva O.V., Solov'ev S.A., Shakurova R.Z.** Obzor sovremennykh keramicheskikh yacheistykh materialov i kompozitov, primenyaemykh v teplotekhnike [Overview of modern ceramic cellular materials and composites used in thermal engineering]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenij. Problemy energetiki*, 2023, vol. 25, no. 1, pp. 82–103.
3. **Baranov Yu.F., Mitin B.M.** Platinchatye teploobmenniki sistemy regeneratsii tepla TRDD. [Plate heat exchangers of the heat recovery system in turbofan]. *Trudy TSIAM. № 750: Teploobmennye apparaty gazoturbinnykh dvigatelei*, 1977, vol. 2. pp. 5–30.

15. **Jabbour J., Serret D., Yassin H.** Numerical Study of Roughness Effect on Performances in Representative Heat Exchanger Channels. *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air – American Society of Mechanical Engineers*, 2022, paper no. V06BT13A026. DOI: 10.1115/GT2022-84253
16. Ansys C.F.X. Version 17.0, ANSYS CFX-solver theory guide. Canonsburg, PA: Ansys Inc. 2016.
17. **Barbin A.R.** Turbulent flow in the inlet region of a smooth pipe. *Transactions of the ASME. Series D: Journal of basic engineering*, 1963, vol. 85, no. 1, pp. 29–34. DOI: 10.1115/1.3656521

Статья поступила в редакцию 26.02.2024; одобрена после рецензирования 20.03.2024; принята к публикации 28.03.2024.

The article was submitted on 26.02.2024; approved after reviewing on 20.03.2024; accepted for publication on 28.03.2024.