

DOI: 10.15514/ISPRAS-2023-35(6)-15



Численное и экспериментальное исследование гидродинамики теплообменного аппарата

Е.С. Байметова, ORCID: 0000-0002-4534-0936 <baimetova.e.s@gmail.com>

Е.А. Митрюкова, ORCID: 0000-0002-5350-5366 <mit_e_a@mail.ru>

*Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова,
426069, Россия, Ижевск, ул. Студенческая, д. 7.*

Аннотация. В работе проведен сравнительный анализ результатов численного моделирования и экспериментального исследования течения жидкости в теплообменном аппарате (ТА). В качестве инструмента для численного моделирования использовался пакет для решения задач MCC OpenFOAM. Экспериментальные исследования проводились на гидравлическом стенде ТМЖ-2М. Теплообменный аппарат подключался напрямую к модулям гидравлического стенда. В качестве рабочей жидкости была использована дистиллированная вода комнатной температуры. Верификация экспериментальных результатов проводилась на основе численного моделирования в пакете OpenFOAM с применением тех же характеристик сред, используемых при натурном эксперименте. Анализ полученных данных показал хорошую сходимость результатов численного и экспериментального исследования многосекционного ТА.

Ключевые слова: численное моделирование; экспериментальное исследование; теплообменный аппарат; гидродинамика; сравнительный анализ.

Для цитирования: Байметова Е.С., Митрюкова Е.А. Численное и экспериментальное исследование гидродинамики теплообменного аппарата. Труды ИСП РАН, том 35, вып. 6, 2023 г., стр. 235–246. DOI: 10.15514/ISPRAS-2023-35(6)-15.

Numerical and Experimental Study of the Hydrodynamics of a Heat Exchanger

E.S. Baymetova, ORCID: 0000-0002-4534-0936 <baimetova.e.s@gmail.com>

E.A. Mitryukova, ORCID: 0000-0002-5350-5366 <mit_e_a@mail.ru>

*Kalashnikov Izhevsk State Technical University
7, Studencheskaya st., Izhevsk, 426069, Russia.*

Abstract. The work provides a comparative analysis of the results of numerical modeling and experimental studies of fluid flow in a heat exchanger (HE). The OpenFOAM package for solving CFD problems was used as a tool for numerical modeling. Experimental studies were carried out on the TMJ-2M hydraulic stand. The heat exchanger was connected directly to the modules of the hydraulic stand. Distilled water at room temperature was used as the working fluid. Verification of the experimental results was carried out on the basis of numerical modeling in the OpenFOAM package using the same characteristics of the media used in the field experiment. Analysis of the obtained data showed good convergence of the results of the numerical and experimental study of the multi-section HE.

Keywords: numerical simulation; experimental research; heat exchanger; hydrodynamics; comparative analysis.

For citation: Baymetova E.S., Mitryukova E.A. Numerical and experimental study of the hydrodynamics of a heat exchanger. *Trudy ISP RAN/Proc. ISP RAS*, vol. 35, issue 6, 2023. pp. 235-246 (in Russian). DOI: 10.15514/ISPRAS-2023-35(6)-15.

1. Введение

Теплообменные аппараты являются неотъемлемой частью многих энергетических систем. Высокие требования к современному энергетическому оборудованию приводят к постоянному совершенствованию теплообменных устройств и появлению нестандартных конструкторских исполнений ТА, направленных на повышение их ресурсоемкости и энергоэффективности. Одним из таких решений является распределение потока рабочей жидкости по параллельным каналам малого сечения с внутренним оребрением. Охлаждение формирующихся при этом микротечений происходит более эффективно, чем в каналах стандартной конфигурации. Такой подход требует применения раздающих и собирающих коллекторных систем сложной формы. В [1, 2] рассмотрена гидродинамика типовых раздающих коллекторных систем. Вопросы гидродинамики широкого ряда коллекторных систем наиболее полно исследуются в справочнике по гидравлическим сопротивлениям И.Е. Идельчика [3]. Однако, для современных конструкций данные методики не применимы ввиду их нестандартной конфигурации. В результате, оценка гидравлических характеристик возможна либо с помощью эксперимента [4], либо численного моделирования [5-9]. Комплексный подход, заключающийся в использовании математической гидравлической модели ТА, построенной на результатах численного моделирования гидродинамики ТА, верифицированных с помощью продувочных экспериментов на воде, представляется наиболее эффективным с точки зрения временных и экономических затрат.

Исследуемый в работе многосекционный ТА включает в себя раздающий и принимающий коллектора (рис. 1а), которые соединены между собой набором из 11 параллельно расположенных каналу подвода и отвода рабочей жидкости секций (рис. 1б). Каждая секция содержит по 6 микроканалов, внутреннее оребрение которых выполнено в виде симметричных трапеций с узкой верхней кромкой (рис. 1с).

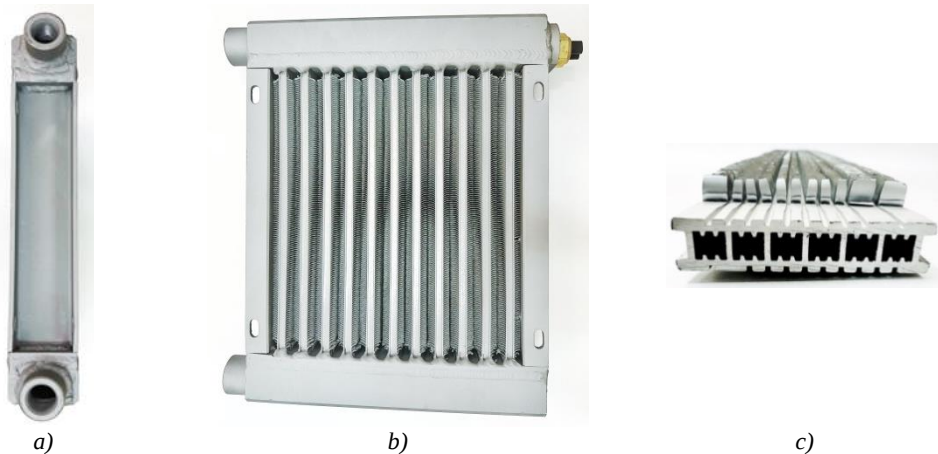


Рис.1. Многосекционный теплообменный аппарат:

а) впускной и выпускной каналы, б) общий вид многоканального ТА,
с) внутренняя геометрия микроканалов

Fig.1. Multi-section heat exchanger:

a) inlet and outlet channels, b) general view of multi-channel HE, c) internal geometry of microchannels

Процесс течения рабочей жидкости в данном ТА достаточно сложный, ввиду геометрических особенностей данного вида конструкции. Вопросы моделирования гидродинамики данной

коллекторной системы рассматриваются в работах [7, 9]. В [7] рассмотрена упрощенная схема исследуемого ТА, без учета течения рабочей жидкости в микроканалах.

В данной работе проводится экспериментальное и численное исследование гидродинамики многосекционного ТА, с учетом внутренних оребренных микроканалов.

2. Экспериментальные исследования гидродинамических процессов в многосекционном ТА

Объектом исследования является многосекционный ТА, по которому прогоняется рабочая жидкость (рис. 1). Канал подвода и отвода рабочей жидкости выполнен в виде трубы круглого сечения с диаметром $d = 0,021$ м. Каналы отвода сгруппированы в 11 секций, каждая из которых содержит по шесть микроканалов с внутренним оребрением (рис. 1с).

Экспериментальное исследование проводилось на гидравлическом стенде ТМЖ-2М, представленном на рис. 2. Теплообменный аппарат подключался напрямую к модулям стенда. В качестве рабочей жидкости была использована дистиллированная вода комнатной температуры.

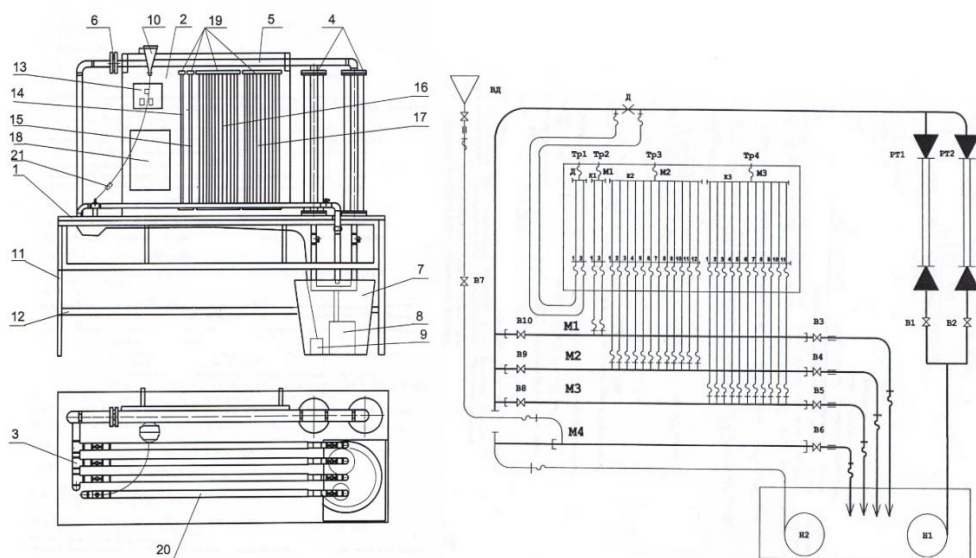


Рис.2. Внешний вид гидравлического стенда ТМЖ-2М

Fig.2. Appearance of the TMJ-2M hydraulic stand

Стенд изготовлен в напольном исполнении. В состав стенда входят: стол 1, щит пьезометров 2, впускной коллектор 3, ротаметры 4, напорная магистраль 5 со встроенной диафрагмой 6, бак 7 с насосом 8 и помпой 9, делительная воронка 10, комплект исследуемых модулей.

На поверхности стола 1 закреплены два ротаметра 4 (P1 и P2), верхние фланцы которых с помощью трубопроводов подведены к напорной магистрали 5. Нижние фланцы ротаметров 4 через трубопроводную арматуру (вентили B1 и B2) соединены с насосом 8 (H1). В напорную магистраль 5 вмонтирована мерная диафрагма 6, контрольные точки которой с помощью гибких трубок соединены с пьезометрическими трубками щита пьезометров 2. Напорная магистраль 9 подведена к коллектору 3. Щит пьезометров 2 установлен вертикально на задних стойках стола 1. На щите пьезометров 2 расположены панель управления 13, четыре группы пьезометров 14 – 17, штатив с делительной воронкой 10 и панель для информации 18. На панели управления 13 размещены клавиши включения сети, насоса H1 и помпы H2. Каждая из четырех групп пьезометров 14-17 состоит из прозрачных пьезометрических трубок, верхние концы которых объединены между собой общими

коллекторами 19. В коллекторах 19 выведены гибкие сливные трубки с зажимами для выравнивания давлений в пьезометрах. Кроме того, имеется модуль 20 для демонстрации режимов течения жидкости с ее подкрашиванием через гибкий шланг 21.

Схема подключения ТА к гидравлическому стенду представлена на рис. 3. ТА крепился к расчетным модулям при помощи гибких шлангов, верхний шланг был подключен к входному модулю М1, на который подавалась вода в различном скоростном диапазоне, нижний шланг был подключен к выходному модулю В3. К входному и выходному отверстиям ТА был подключен тройник, соединяющий ТА с панелью пьезометров 16 и модулем подвода и отвода рабочей жидкости.



Рис.3. Схема подключения ТА к гидравлическому стенду ТМЖ-2М
Fig.3. Connection diagram of the HE to the TMJ-2M hydraulic stand

В рамках экспериментальных исследований была проведена серия испытаний, показания пьезометров при которых снимались при подаче рабочей жидкости через ротаметры Р1 и Р2. Максимальный расход подаваемый ротаметрами Р1 и Р2 составляет $Q = 0,0004 \text{ м}^3/\text{с} - 0,0007 \text{ м}^3/\text{с}$. По показаниям пьезометров рассчитывался перепад давлений в раздающем и собирающем коллекторах, подключенных к модулям М1 и В3, производился расчет гидравлических сопротивлений коллекторной системы в целом по формуле:

$$\zeta = \frac{2\Delta p}{\rho U_{\text{вх}}^2},$$

где $\rho = 998 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды, $U_{\text{вх}}$ – средняя скорость потока на входе в коллектор. Зависимость коэффициента сопротивления коллектора с микроканалами от числа Рейнольдса приведена на рис. 4. Данные показаны при полной подаче расхода через ротаметры Р1 и Р2 в диапазоне 10-100%. Наблюдается снижение коэффициента сопротивления с ростом числа Рейнольдса, связанное с уменьшением трения при увеличении скорости жидкости. Наиболее интенсивное снижение происходит в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 5000 \div 15000$.

При численном моделировании течения жидкости в многосекционном ТА с учетом гидродинамического подобия, исследовался диапазон чисел Рейнольдса $Re = 1044 \div 3281$.

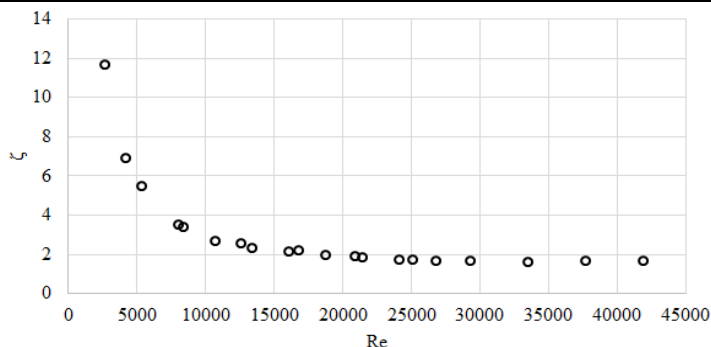


Рис.4. Экспериментальное представление распределения зависимости коэффициента гидравлических сопротивлений ζ от числа Рейнольдса Re

Fig.4. Experimental representation of the distribution of the dependence of hydraulic resistances coefficient ζ on the Reynolds number Re

3. Численные исследования гидродинамических процессов в многосекционном ТА

На рис. 5 изображена расчетная схема ТА. Сетка строилась с использованием модуля для построения сеток Mesh в пакете Salome и импортировалась в пакет OpenFOAM для дальнейшего численного моделирования. После проведения анализа сеточной сходимости на 6 расчетных сетках по перепаду давления в системе была выбрана сетка, содержащая 41434117 млн. тетраэдральных элементов для 11 секционного ТА (рис. 5b). В области сшивки микроканалов с раздающей и собирающей частями коллекторной системы сетка содержала элементы с показаниями не ортогональности больше 70 градусов. Это учитывалось при настройке расчетных схем в файле fvSchemes. Визуализация данных проводилась в пакете ParaView.

Граничные условия, используемые при численном моделировании в пакете OpenFOAM:

- На границе «inlet» задавалась средняя скорость течения $U_{вх}$.
- На границе «outlet» задается избыточное давление 0 Па.
- На границах «walls» условие прилипания.

Численное моделирование проводилось на стационарном ПК, трудоемкость расчетов зависела от скорости подачи рабочей жидкости, чем больше скорость, тем дольше производился расчет до момента установления, один расчет производился 168-252 часа.

В качестве исследуемой рабочей жидкости использовалась дистиллированная вода комнатной температуры.

Математическая модель основывается на системе уравнений Навье-Стокса. При построении математической модели использовались следующие допущения: течение стационарное, жидкость несжимаемая, вязкость постоянная, шероховатость материала не учитывается.

Реальная рабочая жидкость в теплообменном аппарате – гидравлическое масло с максимальной скоростью подачи в ТА 5 м/с.

На первом этапе был проведен анализ гидродинамического подобия по числу Рейнольдса при максимальной гидродинамической нагрузке ТА, рабочий диапазон которого варьируется от 1 м/с до 5 м/с (кинематическая вязкость воды $\nu_v = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, гидравлического масла $\nu_m = 32 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$). Течение жидкости исследуется в низкорейнольдсовом диапазоне скоростей, подача жидкости регулируется ротаметром P1, максимальный расход которого ограничивается вентилем B1 до значения расхода, не превышающего $Q = 0,00004 \text{ м}^3/\text{с}$.

$$\begin{aligned}d &= 0.021\text{м}, & U_{\text{M(max)}} &= 5\text{м/с}, & (U_{\text{M}} &= 1 \div 5\text{м/с}), \\& & Re_{\text{M}} &= Re_{\text{B}}, \\& & \frac{U_{\text{M}} \cdot d}{\nu_{\text{M}}} &= \frac{U_{\text{B}} \cdot d}{\nu_{\text{B}}}, \\Re_{\text{M}} &= \frac{U_{\text{M}} \cdot d}{\nu_{\text{M}}} = \frac{5 \cdot 0.021}{32 \cdot 10^{-6}} = 3281, \\U_{\text{B}} &= \frac{\nu_{\text{B}}}{\nu_{\text{M}}} \cdot U_{\text{M}} = \frac{10^{-6}}{32 \cdot 10^{-6}} \cdot 5 = 0.15\text{м/с},\end{aligned}$$

где d – диаметр входного/выходного отверстия, $U_{\text{M}}, U_{\text{B}}$ – скорость подачи масла/воды, $Re_{\text{M}}, Re_{\text{B}}$ – число Рейнольдса для масла/воды.

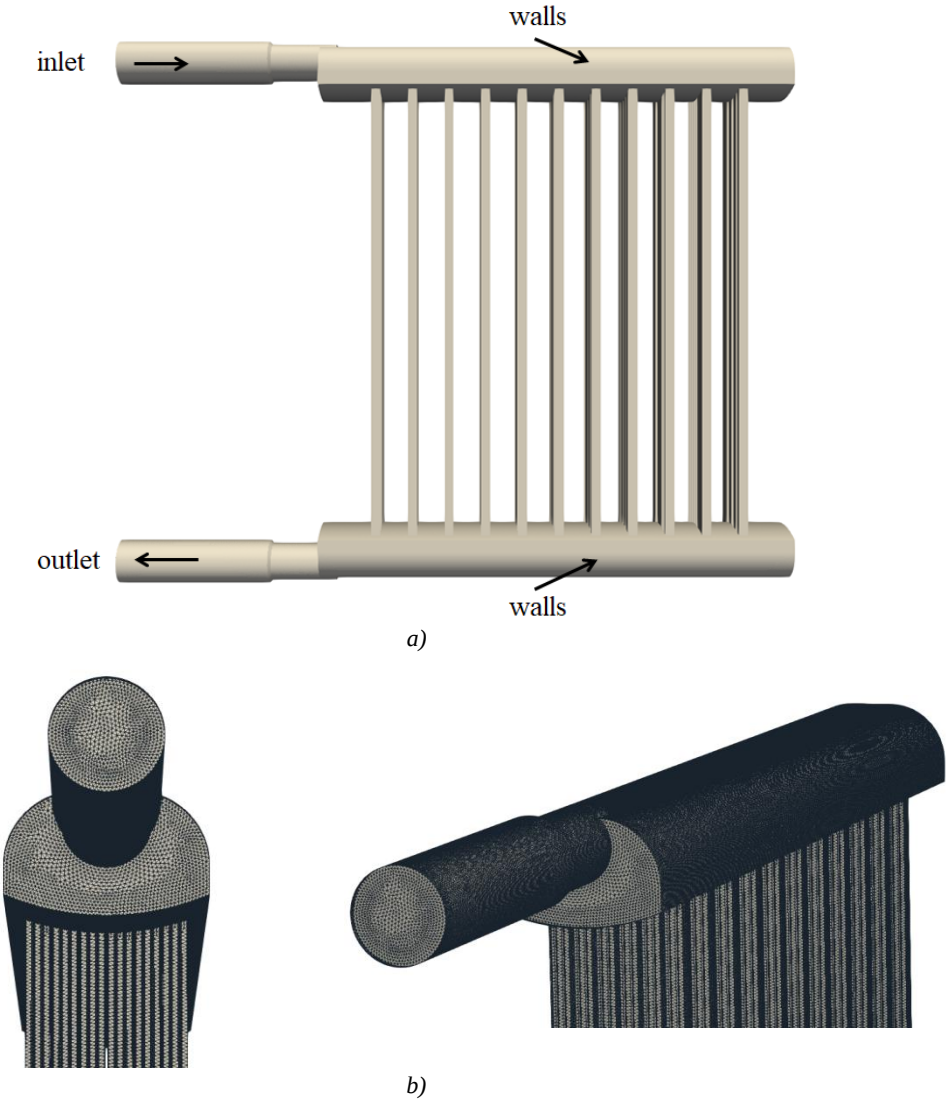


Рис.5. Расчетная схема многосекционного теплообменного аппарата:
а) схема подвода и отвода рабочей жидкости, б) расчетная сетка ТА
Fig.5. Calculation diagram of a multi-sectional heat exchanger
a) diagram of supply and removal of working fluid, b) HE calculation grid

После подбора скоростей путем гидродинамического подобия вода/масло было проведено численное моделирование при разной скорости подачи рабочей жидкости, значения которых соответствуют значениям рабочего диапазона ТА в условиях эксплуатации на гидравлическом масле.

Соблюдение гидродинамического подобия по числу Рейнольдса требует проведения экспериментальных и численных исследований со скоростями воды до 0.15 м/с. Максимальное число Рейнольдса течения равно $Re = 3281$. Геометрическая сложность коллекторной системы приводит к турбулизации течения даже при низких скоростях на входе в систему, поэтому для расчета подключалась модель турбулентности Спаларта-Аллармаса (SA) [10]. Несмотря на то, что данная модель разрабатывалась для задач внешней аэродинамики, область ее применения оказалась намного шире и она с успехом применяется для расчета внутренних турбулентных течений.

Таким образом, математическая постановка задачи описывается следующими уравнениями:

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

$$U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j^2} - \frac{\partial(\overline{u_i u_j})}{\partial x_j}, \quad (2)$$

где U – вектор осредненной скорости, p – избыточное давление, отнесенное к плотности жидкости, ν – кинематический коэффициент вязкости, i, j – индексы, принимающие значения 1, 2, 3, $\overline{u_i u_j}$ – тензор напряжений Рейнольдса, который определяется как:

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

где ν_t – турбулентная вязкость, k – турбулентная кинетическая энергия.

Модель турбулентности SA основана на уравнении:

$$U_j \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} = c_{b1}(1 - f_{t2})\tilde{S}\tilde{\nu} - \left[c_{w1}f_w - \frac{c_{b1}}{k^2}f_{t2} \right] \left(\frac{\tilde{\nu}}{d} \right)^2 + \frac{1}{\sigma} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right] + \frac{c_{b2}}{\sigma} \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_i}, \quad (4)$$

где $\tilde{\nu}$ – модифицированная турбулентная вязкость, определяемая как:

$$\tilde{\nu} = \nu_t / f_{v1},$$

где f_{v1} – пристеночная функция затухания, со следующими замыкающими отношениями:

$$f_{v1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + c_{v1}^3}, \quad \chi = \frac{\tilde{\nu}}{\nu}, \quad f_{t2} = c_{t3}e^{-c_{t4}\chi^2},$$

$$\tilde{S} = S + \frac{\tilde{\nu}}{k^2 d^2} f_{v2}, \quad f_{v2} = 1 - \frac{\chi}{1 + \chi f_{v1}},$$

$$f_w = g \left[\frac{1 + c_{w3}^6}{g^6 + c_{w3}^6} \right]^{\frac{1}{6}}, \quad g = r + c_{w2}(r^6 - r), \quad r = \frac{\tilde{\nu}}{\tilde{S}k^2 d^2}.$$

Коэффициенты замыкания:

$$c_{b1} = 0.1355, \quad c_{b2} = 0.622, \quad c_{v1} = 7.1, \quad \sigma = \frac{2}{3},$$

$$c_{w1} = \frac{c_{b1}}{k^2} + \frac{(1 + c_{b2})}{\sigma}, \quad c_{w2} = 0.3, \quad c_{w3} = 2,$$

$$k = 0.41, \quad c_{t3} = 1.2, \quad c_{t4} = 0.5.$$

Граничные условия на стенках для турбулентных переменных рассчитываются следующим образом:

$$\tilde{\nu} = 0, \quad \nu_t = 0.$$

Построенная таким образом на основе уравнений сохранения текучих сред система уравнений (1) – (4) решается приближенно на основе метода конечных объемов в рамках стационарной постановки.

Решение проводилось на основе численного моделирования в пакете OpenFOAM, с применением решателя *simpleFoam* и использованием тех же геометрических и гидродинамических характеристик что и в натурном эксперименте.

На рис. 6 представлено распределение скоростного поля и давления при скорости подачи рабочей жидкости при числе $Re = 1044$. Конструкция коллектора способствует формированию возвратного течения за уступом при входе потока в раздающий коллектор (рис. 6а). В результате, основной поток оттесняется к верхней стенке и снижается подача жидкости в первые секции коллекторной системы. Зона застойного течения формируется также в тупиковом конце конструкции. В результате, гидравлическая развертка системы характеризуется максимальной нагрузкой на 6-11 секции ТА (рис. 7).

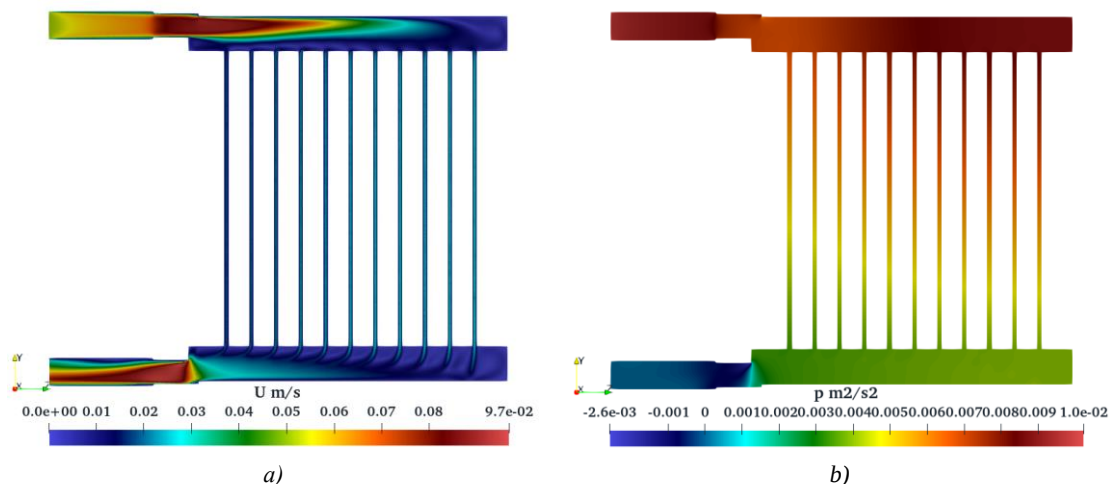


Рис.6. Распределение скоростного поля а) и перепада давления б) в ТА
Fig.6. Distribution of the velocity field a) and pressure drop b) in the HE

Неравномерность гидравлической нагрузки также видна по распределению скоростей в собирающем коллекторе. Здесь дополнительное сопротивление обусловлено сужением канала и формированием зоны возвратного течения перед уступом.

На рис. 6b показана картина распределения статического давления в системе, по которой можно качественно оценить уровень давления в микроканалах, подтверждающих характер гидравлической нагрузки, описанной выше.

По полученным распределениям давления на входе и выходе из коллекторной системы был рассчитан перепад давлений и коэффициент гидравлических потерь. Для данного числа Рейнольдса коэффициент сопротивления равен 28.5, что соответствует экспериментальному значению с отклонением в 2.5%.

Для детализации потока в пакете ParaView был применен фильтр SurfaceLIC, на основе которого хорошо отслеживаются вихревые структуры за уступом и в тупиковом конце конструкции (рис. 8а). На рис. 8b показана структура потока без подключения модели турбулентности при той же скорости подачи рабочей жидкости. Дальнейшее увеличение скорости подачи воды не позволяет получить устойчивое решение без применения модели турбулентности.

Сравнение результатов численного и экспериментального исследований показано на рис. 9. Сравнивались коэффициенты гидравлического сопротивления ТА в полученном рабочем диапазоне скоростей.

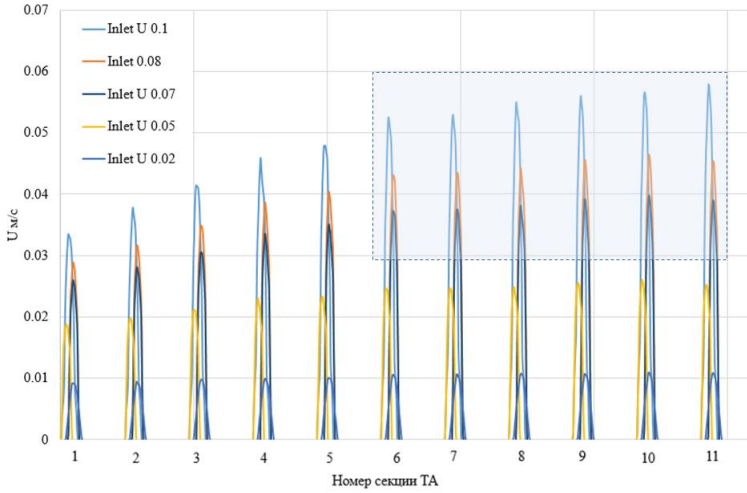


Рис.7. Гидродинамическая нагрузка секций ТА
Fig.7. Hydrodynamic load of HE sections

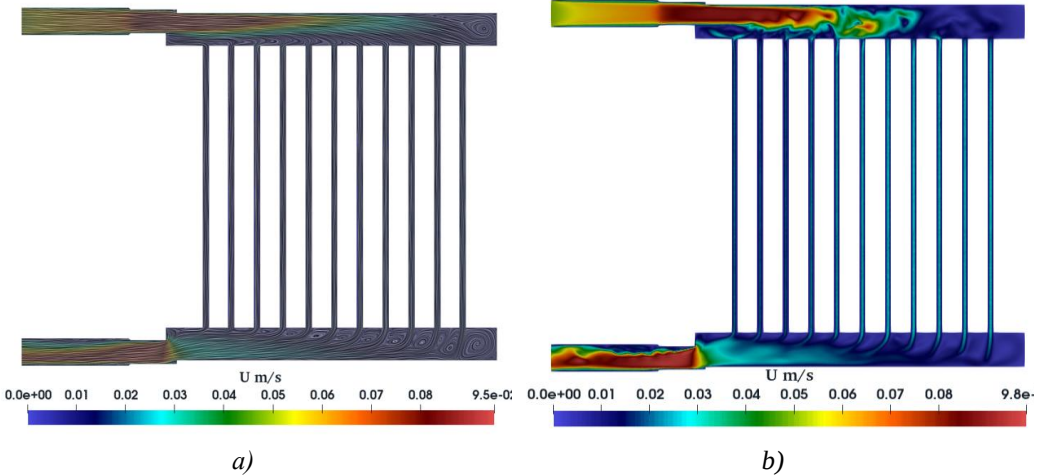


Рис.8. а) Структура течения с моделью турбулентности (SA) 0.05 m/s ,
б) структура течения без модели турбулентности 0.05 m/s
Fig.8. a) Flow structure with turbulence model (SA) 0.05 m/s ,
b) flow structure without turbulence model 0.05 m/s

Наименьшее отклонение расчетного коэффициента сопротивления от экспериментального наблюдается при числе Рейнольдса $Re = 1044$. При больших числах Рейнольдса расхождение увеличивается, что обусловлено гидравлической разверткой системы и не учетом шероховатости внутренней поверхности ТА.

4. Заключение

В работе проведено численное и экспериментальное исследование гидродинамических процессов, протекающих в ТА сложной геометрии. В ходе экспериментальных исследований

была проведена серия из 200 экспериментов. Получена зависимость гидравлического сопротивления ТА в зависимости от числа Рейнольдса. Показано, что экспериментальные значения коэффициента гидравлического сопротивления снижаются с ростом числа Рейнольдса и значительно превышают коэффициенты, полученные по методике И.Е. Идельчика [9].

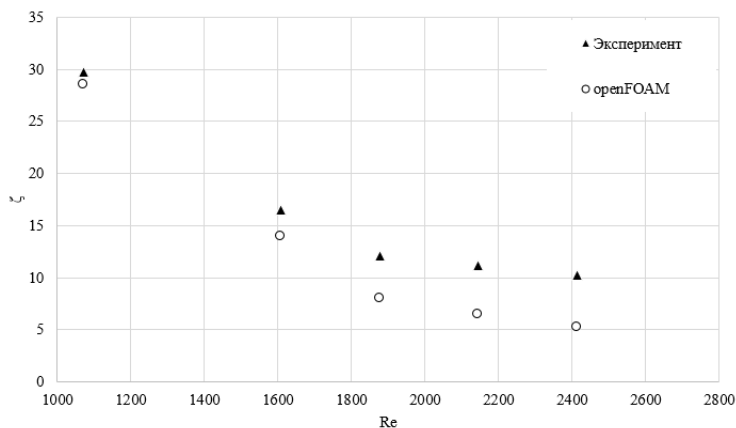


Рис.9. Сравнение результатов численного и экспериментального исследований

Fig.9. Comparison of numerical and experimental results

Путем гидродинамического подбора был подобран ряд скоростей, соответствующих рабочему диапазону ТА при эксплуатации на гидравлическом масле.

Данные полученные путем численного моделирования в пакете OpenFOAM согласуются с данными экспериментальных исследований, что говорит о применимости пакета OpenFOAM для анализа гидродинамических параметров, протекающих в ТА.

Список литературы / References

- [1]. Дельнов В.Н. Гидродинамика типичных раздающих коллекторных систем. ЯЭУ: современные представления и перспективы исследования. АО «Государственный научный центр Российской Федерации – Физико-энергетический институт имени А.И. Лейпунского». Обнинск, Россия. 2020. С. 116-128. / Del'nov V.N. Hydrodynamics of typical distributing collector systems. JSC State Scientific Center of the Russian Federation, Institute of Physics and Energy named after A.I. Leypunsky, Obninsk, Russia, 2020. pp. 116-128 (in Russian).
- [2]. Дубоносов, А.Ю. Гидродинамика входных цилиндрических коллекторов теплообменных аппаратов теплоэнергетических установок. Краснодар: Изд. Дом – Юг, 2013. – 124 с. / Dubonosov, A.Yu. Hydrodynamics of input cylindrical collectors of heat exchangers of thermal power plants. Krasnodar, Izd. Dom – Yug, 2013, 124 p. (in Russian).
- [3]. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Москва. Машиностроение. 1992. С. 671. / Idel'chik I.E. Manual of hydraulic resistances. Moscow, Mechanical engineering, 1992, 671 p. (in Russian).
- [4]. Лунина С.В., Дельнов В.Н. Тестовые расчеты гидродинамики раздающих коллекторных систем теплообменников и реакторов. ЯЭУ АО «Государственный научный центр Российской Федерации – Физико-энергетический институт имени А.И. Лейпунского». 2020. Обнинск, Россия. С. 129-137. / Lunina S.V., Del'nov V.N. Test calculations of hydrodynamics of distribution collector systems of heat exchangers and reactors. NPP JSC State Scientific Center of the Russian Federation, Institute of Physics and Energy named after A.I. Leypunsky. 2020, Obninsk, Russia, pp. 129-137 (in Russian).
- [5]. Быстров П.И., Михайлов В.С. Гидродинамика коллекторных теплообменных аппаратов. М.: Энергоиздат, 1982. 224 С. / Bystrov P.I., Mihajlov V.S. Hydrodynamics of collector heat exchangers. Moscow, Energoizdat, 1982, 224 p. (in Russian).
- [6]. Филиппов Г.Ф., Меламед Л.Э., Тропкина А.И. Иерархия моделей анализа коллекторных систем и макромасштабный анализ. Проблемы энергетики. 2010. № 5-6. С. 3-17. / Filippov G.F., Melamed

- L.E., Tropkina A.I. Hierarchy of models for analysis of reservoir systems and macroscale analysis. *Energy problems*, 2010, no. 5-6, pp. 3-17 (in Russian).
- [7]. Королева М.Р., Терентьев А.Н., Чернова А.А. Гидродинамика коллектора сложной формы. Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева. 2021. №3 (58). С.50-55. / Koroleva M.R., Terent'ev A.N., Chernova A.A. Hydrodynamics of a complex-shaped reservoir. *Bulletin of the Rybinsk State Aviation Technological Academy named after. P.A. Solovyova*, 2021, no. 3 (58), pp. 50-55.
- [8]. Baimetova E.S., Koroleva M.R. Research of conjugate heat transfer in a collector of a complex shape of an external fins. В книге: XXI International Conference on the Methods of Aerophysical Research (ICMAR 2022). Abstracts. Novosibirsk, 2022. С. 13-14.
- [9]. Байметова Е.С. Численное моделирование гидродинамических процессов в многоканальном коллекторе. Труды МАИ. 2023. № 130. / Baimetova E.S. Numerical simulation of hydrodynamic processes in a multichannel collector. *Trudy MAI*, 2023, no. 130 (in Russian).
- [10]. Hoem M.E. Wind Turbine Simulations with OpenFOAM. In book: *Progress in Turbulence VIII*. Norwegian University of Science and Technology, 2019, pp.305-310.

Информация об авторах/ Information about authors

Елена Сергеевна БАЙМЕТОВА – старший преподаватель кафедры Тепловые двигатели и установки Ижевского государственного технического университета имени М.Т. Калашникова. Сфера научных интересов: вычислительная гидрогазодинамика и интенсификация процессов теплообмена.

Elena Sergeevna BAYMETOVA is a senior lecturer at the Department of Heat Engines and Plants, Izhevsk State Technical University named after M.T. Kalashnikov. Research interests: computational fluid dynamics and intensification of heat exchange processes.

Екатерина Александровна МИТРЮКОВА – аспирант кафедры Тепловые двигатели и установки Ижевского государственного технического университета имени М.Т. Калашникова. Сфера научных интересов: вычислительная гидрогазодинамика и интенсификация процессов теплообмена.

Ekaterina Aleksandrovna MITRYUKOVA is a postgraduate student at the Department of Heat Engines and Installations of the Izhevsk State Technical University named after M.T. Kalashnikov. Research interests: computational hydro-gas dynamics and intensification of heat transfer processes.

