



DOI: 10.15514/ISPRAS-2025-37(2)-9

## Построение гидравлической модели теплообменного аппарата

<sup>1</sup> Е. С. Байметова, ORCID: 0000-0002-4534-0936 <baimetova.e.s@gmail.com>

<sup>2</sup> М. Р. Королева, ORCID: 0000-0001-5697-9199 <koroleva@udman.ru>

<sup>1</sup> Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова,  
Россия, 426069, Ижевск, ул. Студенческая, д. 7.

<sup>2</sup> Удмуртский федеральный исследовательский центр УроРАН,  
Россия, 426067, Ижевск, ул. Т. Барамзиной, д. 34.

**Аннотация.** В работе приведено построение гидравлической модели теплообменного аппарата (ТА). Исследуемый в работе многосекционный ТА включает в себя теплообменную матрицу из 11 секций, каждая из которых содержит 6 каналов малого диаметра. Построение гидравлической математической модели (ГММ) основано на результатах экспериментальных исследований и результатах математического моделирования. Численное моделирование проводилось в пакете OpenFOAM с использованием решателя simpleFoam. На основе математического моделирования проведены полноразмерные расчеты ТА в рабочем диапазоне чисел Рейнольдса, а также дополнительные расчеты течения в малоразмерных каналах с учетом внутреннего оребрения и наличия интенсификаторов теплообмена. В результате анализа распределения гидравлических потерь в многосекционном ТА построена гидравлическая математическая модель работы устройства. На основе сопоставления расчетных данных и результатов экспериментальных исследований проведена идентификация параметров ГММ теплообменного аппарата. Построенная модель в дальнейшем будет обобщена на широкий размерный ряд ТА данного вида.

**Ключевые слова:** гидравлическая математическая модель; численное моделирование; теплообменный аппарат; гидродинамика; диаграммы Бернулли.

**Для цитирования:** Байметова Е.С., Королева М.Р. Построение гидравлической модели теплообменного аппарата. Труды ИСП РАН, том 37, вып. 2, 2025 г., стр. 129–140. DOI: 10.15514/ISPRAS-2025-37(2)-9.

## Construction of a Hydraulic Model of a Heat Exchanger

<sup>1</sup> E.S. Baimetova, ORCID: 0000-0002-4534-0936 <baimetova.e.s@gmail.com>

<sup>2</sup> M.R. Koroleva, ORCID: 0000-0001-5697-9199 <koroleva@udman.ru>

<sup>1</sup> Kalashnikov Izhevsk State Technical University,  
7, Studencheskaya st., Izhevsk, 426069, Russia.

<sup>2</sup> Udmurt Federal Research Center of the Ural Branch of the Russian Academy of Sciences,  
34, Tatyana Baramzina st., Izhevsk, 426067, Russia.

**Abstract.** The work presents the construction of a hydraulic model of a heat exchanger (HE). The multi-section HE studied in this work includes a heat exchange matrix of 11 sections, each of which contains 6 small-diameter channels. The construction of a hydraulic mathematical model (HMM) is based on the results of experimental studies and the results of mathematical modeling. Numerical simulations were carried out in the OpenFOAM package using the simpleFoam solver. Based on mathematical modeling, full-size calculations of the TA were carried out in the operating range of Reynolds numbers, as well as additional calculations of flow in small-sized channels taking into account internal fins and the presence of heat transfer intensifiers. As a result of analyzing the distribution of hydraulic losses in a multi-section HE, a hydraulic mathematical model of the device's operation was constructed. Based on a comparison of calculated data and the results of experimental studies, the parameters of the HMM heat exchanger were identified. The constructed model will be further generalized to a wide range of HE sizes of this type.

**Keywords:** hydraulic mathematical model; numerical modeling; heat exchanger; hydrodynamics; Bernoulli diagrams.

**For citation:** Baimetova.E.S., Koroleva M.R. Construction of a hydraulic model of a heat exchanger. *Trudy ISP RAN/Proc. ISP RAS*, vol. 37, issue 2, 2025. pp. 129-140 (in Russian). DOI: 10.15514/ISPRAS-2025-37(2) - 9.

### 1. Введение

При подборе теплообменного аппарата следует учитывать множество важных факторов и параметров, которые могут существенно влиять на теплообменные и гидравлические процессы устройства. Основные сложности при подборе ТА включают в себя подбор поверхности теплообмена для обеспечения необходимой тепловой мощности и расчет гидравлических сопротивлений в системе, чтобы обеспечить нормальную работу оборудования. Современные теплообменные аппараты, как правило, характеризуются наличием большого числа микро/малоразмерных каналов сложного поперечного сечения с внутренними интенсификаторами теплообмена [1-8]. Гидравлическая нагрузка таких систем ввиду малости проходного сечения каналов и габаритов ТА в целом может быть неравномерной и значительно увеличивать потери давления. Общепринятые методики расчета современных ТА ввиду сложности конструкций являются неоднозначными и могут приводить к достаточно большой погрешности при определении гидравлических сопротивлений [3]. Ввиду этого, построение новых моделей, описывающих гидродинамику теплообменных устройств на основе простых и, следовательно, практически применимых соотношений является актуальной задачей.

Рассматриваемый в работе многосекционный конвективный ТА (рис. 1) широко распространен в промышленности. Данная конструкция выпускается широким размерным рядом и зачастую возникают сложности при подборе необходимого количества секций теплообменной матрицы для охлаждения рабочей жидкости. Основные составляющие ТА: раздающий и собирающий коллектора, теплообменная матрица, состоящая из заданного количества параллельно расположенных секций. Каждая секция содержит 6 малоразмерных каналов. Расчет данного вида конструкции в полной сборке рассмотрен в [1, 2]. В работе [2] было выявлено расхождение экспериментальных и численных результатов исследования, обусловленное сложной формой оребрения каналов малого диаметра и локальных местных

сопротивлений в коллекторах, связанные с технологическим процессом изготовления ТА (рис. 1б, 1в).

На рис. 2 представлены снимки коллекторных систем и входов в каналы теплообменников данного типа, выполненные с применением промышленного эндоскопа LCD Screen Handheld Endoscope P305. Они подтверждают особенности конструкций, исследуемых ТА, а также то, что данные особенности характерны для всего размерного ряда данной линейки теплообменного оборудования. Учет таких геометрических особенностей, как наличие сварных швов и интенсификаторов на ребрении в каналах ТА, при проведении численного моделирования невозможен. Однако, в сочетании с экспериментальными гидравлическими исследованиями, численные расчеты позволили сформулировать простую гидравлическую математическую модель данного типа теплообменного оборудования, провести идентификацию ее параметров, которая может быть расширена на весь размерный ряд ТА данной конструкции.

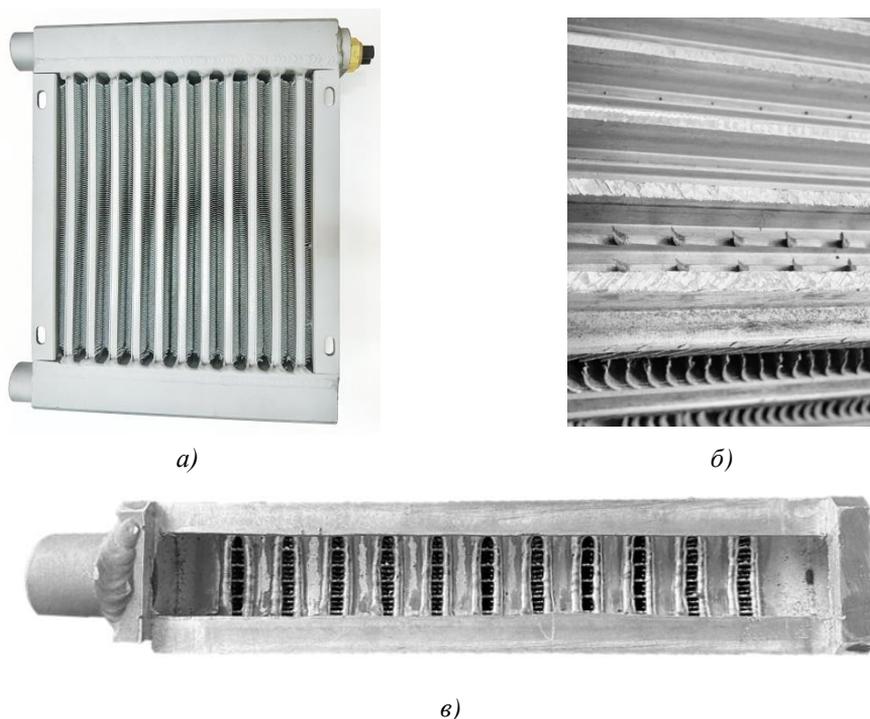


Рис. 1. Многосекционный теплообменный аппарат: а) общий вид многосекционного ТА б) внутренняя геометрия каналов малого диаметра, в) раздающий коллектор в разрезе.

Fig. 1. Multi-section heat exchanger: a) general view of multi-channel HE, b) internal geometry of small diameter channels, c) the distribution collector in the section.

## 2. Численное моделирование гидродинамики ТА

На начальном этапе формирования ГММ многосекционного ТА были проведены подробные численные исследования течения жидкости для выбранной типовой конструкции теплообменника в заданном диапазоне чисел Рейнольдса. Рассматриваемая в работе конструкция содержит 11 секций длиной 266 мм (рис. 3). Раздающий и собирающий коллектора имеют идентичную конфигурацию и соединены между собой секциями теплообменной матрицы. Особенностью конструкции является наличие ступенчатого перехода между подводящей трубой и раздающим коллектором, и, соответственно, между собирающим коллектором и выходной трубой. Расчетная схема многосекционного ТА с

фрагментами сетки показана на рис. 3б. Сетка строилась в пакете Salome. Анализ сеточной сходимости показал необходимость использования расчетной сетки, которая содержит примерно 6 млн. элементов. Математическая модель основывается на системе уравнений Навье-Стокса [2]. При построении математической модели использовались следующие допущения: течение стационарное, изотермическое, жидкость несжимаемая, вязкость постоянная, шероховатость материала не учитывается. Численное моделирование проводилось в пакете OpenFOAM на основе решателя simpleFoam с подключением на высоких скоростях модели турбулентности SA. Полная математическая постановка с описанием граничных условий приведена в работе [2, 3].

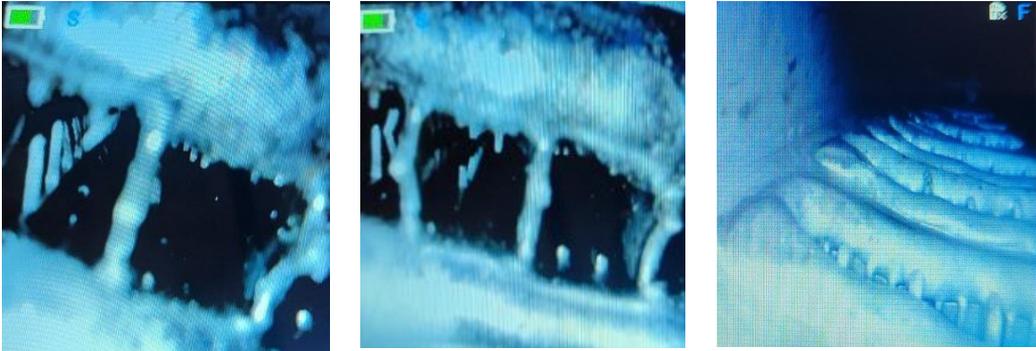


Рис. 2. Снимки внутренней геометрии теплообменного аппарата.  
Fig. 2. Photos of the internal geometry of the heat exchanger.

На рис. 4 приведены данные численных и экспериментальных исследований коэффициента гидравлического сопротивления ТА в диапазоне изменения чисел Рейнольдса от 268 до 2814. Видно, что разница между потерями напора зависит от числа Рейнольдса, что позволяет сделать предположение о том, что именно неучтенные геометрические особенности устройства (рис. 1-2) являются причиной отклонения результатов численного моделирования от экспериментальных данных. На рис. 4 представлены результаты экспериментального распределения гидравлических сопротивлений и результаты, полученные численно без учета сварных швов и интенсификаторов на ребрах каналов малого диаметра.

Для построения ГММ устройства был проведен анализ распределения гидростатического давления. На рис. 5 представлена диаграмма Бернулли гидравлической системы ТА. Диаграмма строилась от входа в коллектор, выделенные зоны на рис. 5 показывают начало входа в теплообменную матрицу, 11 точек соответствуют 11 секциям ТА. На рис. 5а показаны линии изменения статического и полного давлений в раздающем и собирающем коллекторах при числе  $Re_{HE} = 2144$ . На рис. 5б приведены линии статического напора в сравнении с линией полного напора идеальной жидкости. Для всех остальных чисел Рейнольдса характер диаграммы Бернулли аналогичен приведенному на рис. 5. Хорошо прослеживаются существенные потери напора в месте соединения входной трубы с раздающим коллектором и собирающего коллектора с выходной трубой. Далее происходит рост статического и полного давления за счет отвода жидкости в секции теплообменной матрицы. Разрыв между верхними и нижними линиями диаграммы показывает уровень потерь напора в каналах малого диаметра, которые не являются одинаковыми для всех секций. Это связано с гидравлической разверткой коллекторной системы и топологическими особенностями течения. Различные скорости жидкости на входе в секции приводят к различным потерям напора, при этом средняя скорость в каналах данного сечения составляет 0.45 от максимальной.

Подробные исследования данных каналов без интенсификаторов с учетом тепломассопереноса в рабочей жидкости были проведены в работах [5-7]. По результатам

численного моделирования выявлено, что линейные гидравлические сопротивления описываются зависимостью:

$$\lambda = 65.307Re_{ch}^{-1.032}. \quad (1)$$

Число Рейнольдса в формуле (1) рассчитывается по средней скорости жидкости в канале и эквивалентному диаметру канала, который в данном случае равен  $d_{eq} = 0.0048$  м.

Зависимость линейных гидравлических сопротивлений от числа Рейнольдса представлена на рис. 6.

Формула (1) хорошо описывает гидравлические потери в многосекционном ТА (рис. 5) с учетом гидравлической развертки каналов и не учитывает дополнительные потери, вызванные наличием интенсификаторов.

Для оценки потерь давления в соединительных каналах дополнительно был выполнен ряд численных исследований [2, 6]. Численное моделирование проводилось на основе четверти единичного канала малого диаметра в соответствии с его геометрическими характеристиками [6] и с учётом наличия интенсификаторов теплообмена, располагающихся по длине трапецевидных ребер (рис. 1б).

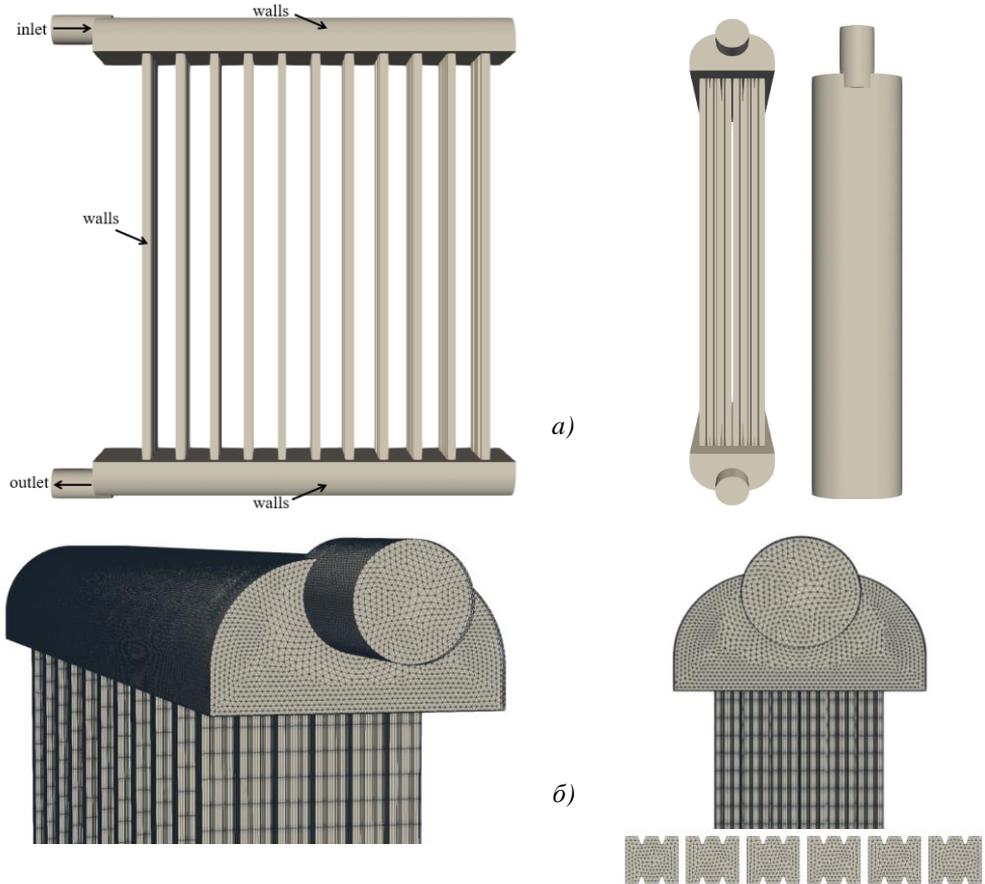


Рис. 3. Расчетная схема многосекционного теплообменного аппарата:  
а) границы подвода и отвода рабочей жидкости, б) фрагменты расчетной сетки.

Fig.3. Design scheme of a multi-section heat exchanger:  
a) heat transfer fluid inlet and outlet diagram, b) mesh fragments.

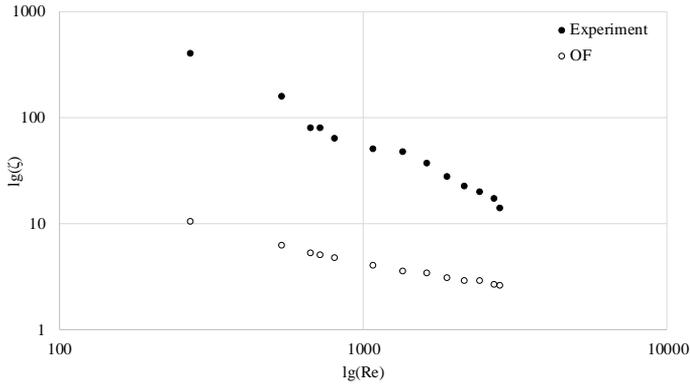


Рис. 4. Зависимость гидравлических сопротивлений от числа Рейнольдса.  
 Fig. 4. Dependence of hydraulic resistances on Reynolds number.

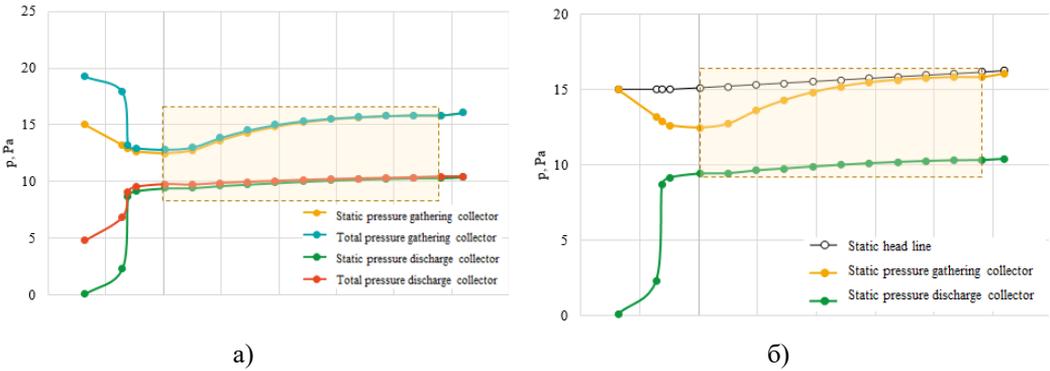


Рис. 5. Диаграммы Бернулли:

- а) линии статического и полного давления в раздающем и собирающем коллекторах,
- б) линии статического напора в сравнении с линией полного напора идеальной жидкости.

Fig. 5. Bernoulli diagrams:

- a) static and total pressure lines in the distribution and collecting manifolds,
- b) static head line compared to the full head line of an ideal fluid.

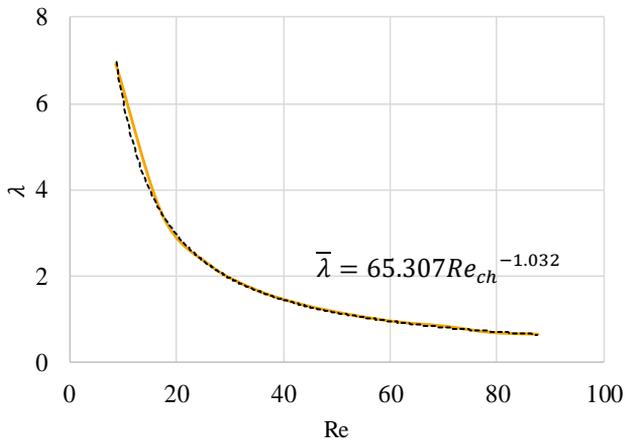


Рис. 6. Зависимость линейных гидравлических сопротивлений от числа Рейнольдса.  
 Fig. 6. Dependence of hydraulic resistances on Re.

На рис. 7 показана расчетная схема и фрагменты расчетной сетки канала малого диаметра с интенсификаторами, выполненными в внутреннем оребрении. Сетка строилась в пакете OpenFoam с использованием утилиты cfMesh и содержит более 11 млн. ячеек. На границе «inlet» задавалась средняя скорость течения в каналах малого диаметра –  $V_{ch}$ , полученная по результатам эксперимента [2] и составляющая 0.45 от максимальной скорости подачи на входе в коллектор, на границе «outlet» задавалось избыточное давление 0 Па, на границах «walls» условие прилипания, на границе «symmetry» – плоскость симметрии. В качестве теплоносителя рассматривалась вода комнатной температуры, с кинематической вязкостью  $\nu = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ . Численное моделирование проводилось на стационарном ПК, трудоемкость расчетов зависела от скорости подачи рабочей жидкости и занимает от 168 до 252 часов.

Согласно проведенным численным расчетам, гидравлические потери в каналах с интенсификаторами теплообмена возрастают в среднем в 3.5 раза. Аналогичный результат был получен в работе [4]. Данные [4] были подтверждены численно и верифицированы экспериментально. В табл. 1 представлены минимальное, среднее и максимальное значение линейных гидравлических сопротивлений для каналов в виде симметричных трапеций  $\lambda$  и каналов с интенсификаторами на оребрении  $\lambda'$ .

Линейные гидравлические сопротивления рассчитывались по формуле:

$$\lambda = \frac{2 \cdot \Delta p_{ch} \cdot d_{eq}}{l \cdot \rho \cdot V_{ch}^2},$$

где  $\Delta p_{ch}$  – перепад давлений на участке стабилизированного течения рабочей жидкости,  $d_{eq}$  – эквивалентный диаметр канала малого диаметра,  $l$  – длина участка стабилизированного течения,  $\rho = 997 \text{ кг/м}^3$  – плотность рабочей жидкости,  $V_{ch}$  – скорость подачи рабочей жидкости в единичный канал.

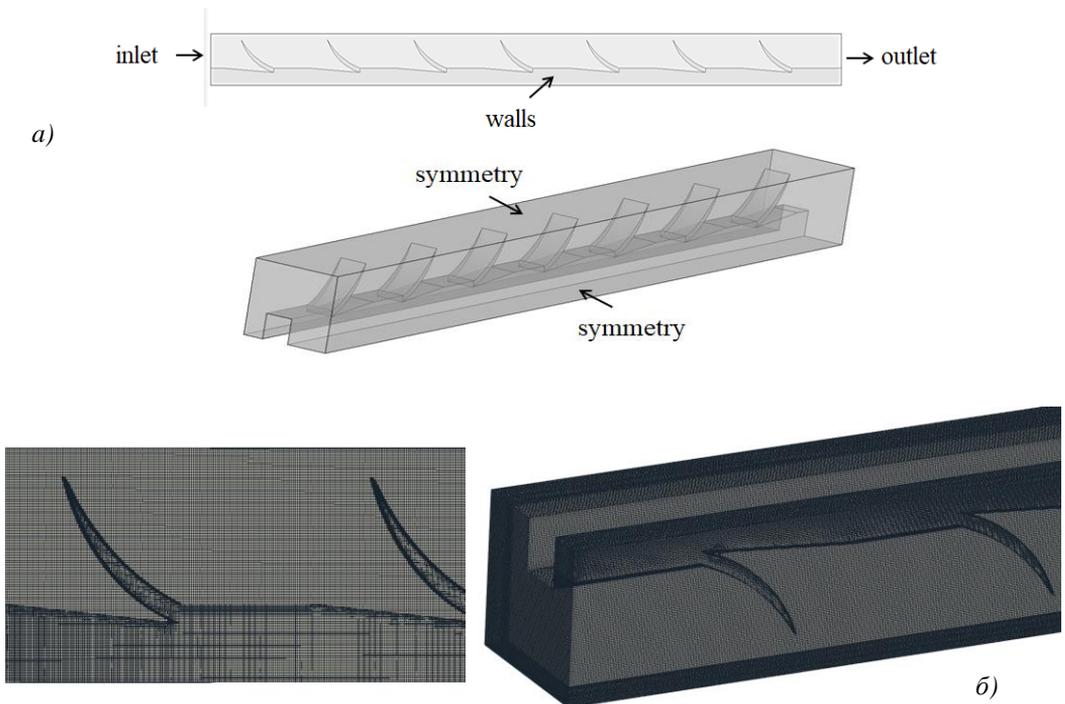


Рис. 7. Геометрическая постановка задачи: а) схема расчетной области, б) фрагменты сетки.  
Fig. 7. Geometric formulation of the problem: a) the scheme of the calculation area, b) mesh fragments.

Табл. 1. Линейные гидравлические сопротивления.  
 Table 1. Linear hydraulic resistances.

$\lambda$	6.914	1.331	0.649
$\lambda'$	24.198	4.685	2.299
$\Delta = \lambda' / \lambda$	3.501	3.521	3.541

### 3. Построение гидравлической модели многосекционного ТА

Гидравлическая модель теплообменного аппарата может быть использована для расчёта массового потока теплоносителя в каналах, а также для подбора теплообменного оборудования с целью определения оптимальных параметров работы системы. Расчёт основывается на уравнении Бернулли [9, 10], которое учитывает перепад давления, длину канала, гидравлический диаметр, плотность и скорость теплоносителя.

Анализ распределения давлений в гидравлической системе многосекционного теплообменника позволил сформулировать основные предположения, на основе которых строилась гидравлическая математическая модель:

1. Модель строится на основе суммы трех составляющих потерь напора – в раздающем коллекторе  $\Delta p_{dis}$ , в каналах малого диаметра секции теплообменной матрицы  $\Delta p_{ch}$  и собирающем коллекторе  $\Delta p_{coll}$ .

$$\Delta p = \Delta p_{dis} + \Delta p_{coll} + \Delta p_{ch}.$$

2. Потери напора в раздающем и собирающем коллекторе пропорциональны потерям в раздающем коллекторе, при этом коэффициент пропорциональности зависит от числа Рейнольдса ТА -  $Re_{HE}$ .

$$n(Re_{HE}) = \frac{\Delta p_{dis}}{\Delta p_{coll}}$$

3. Гидравлические потери в каналах теплообменной матрицы зависят от числа Рейнольдса канала –  $Re_{ch}$  и определяются соотношением (2) с учетом поправочного коэффициента  $a$ , учитывающего наличие интенсификаторов теплообмена.
4. Средние скорости жидкости в каждом канале одной секции одинаковы и находятся с учетом равного распределения расходов по каналам секции теплообменной матрицы.
5. Модель содержит поправочную функцию, вид которой идентифицируется исходя из сопоставления экспериментальных и расчетных данных.

Общий вид ГММ имеет вид:

$$\Delta p(Re_{HE}) = \delta(Re_{HE})(1 + n(Re_{HE}))\Delta p_{dis}^{OF}(Re_{HE}) + a \Delta p_{ch}^{OF}(Re_{ch}). \quad (2)$$

В соотношении (3)  $\Delta p(Re_{HE})$  - потери давления в гидравлической системе ТА, Па;  $\Delta p_{dis}^{OF}(Re_{HE})$  – потери напора в раздающем коллекторе на участке от входа в ТА до последней секции теплообменной матрицы, Па;  $\Delta p_{ch}^{OF}(Re_{ch})$  – потери напора в каналах малого диаметра без учета внутренних интенсификаторов теплообмена, Па;  $\delta(Re_{HE})$  – поправочная функция модели, учитывающая дополнительные геометрические особенности внутренней конфигурации ТА,  $n(Re_{HE})$  – коэффициент пропорциональности, равный отношению перепада давлений раздающего и собирающего коллекторов,  $a$  – коэффициент учета внутренних интенсификаторов теплообмена в каналах малого диаметра, равный 3.5.

Рассмотрим процедуру построения ГММ на примере диаграммы Бернулли для числа Рейнольдса ТА равного  $Re_{HE} = 2144$ . Данные, по которым производился расчет, приведены в табл. 2.

Аналогичные расчеты были проведены для всего диапазона чисел Рейнольдса, полученные в результате расчетов поправочная функция  $\delta(Re_{HE})$  и коэффициент пропорциональности  $n(Re_{HE})$  имеют вид:

$$\delta(Re_{HE}) = 54213Re^{-1.109}, n(Re_{HE}) = 10^{-6}Re^{2.3915}$$

Табл. 2. Данные для построения гидравлической модели.

Table 2. Data for the hydraulic model construction.

$Re_{HE}$	$V_{ch}$ , м/с	$q$ , м/с	$\Delta p_{ch}$ , П	$\Delta p_{coll}^{OF}$ , Па	$\Delta p_{dis}^{OF}$ , Па	$\Delta p^{OF}$ , Па	$n(Re_{HE})$	$\delta$
2144	0.015	0.109	15.45	0.225	8.696	16.07	38.64	
$\Delta p^{exp}$		$\Delta p_{HE}^{exp}$		$\Delta p_{dis}^{exp}$		$\Delta p_{coll}^{exp}$		11.6
118.93		103.49		2.61		100.88		

Ошибка в ходе построения ГММ не превышает 2.25%. Для каждой полученной экспериментальным путем скорости [2], был рассчитан расход с учетом отвода жидкости в 11 секций исследуемого ТА, перепад давлений на входе и выходе в каналы малого диаметра для 11 секций, перепад давлений в раздающем и собирающем коллекторах, поправочная функция  $\delta$ . Расчет средней скорости в каналах малого диаметра  $V_{ch}$  выводился через отношение расхода к площади секции, содержащей 6 каналов. Разница давлений раздающего коллектора полученная численно учитывала отвод рабочей жидкости в размере скоростного напора  $q$  (на рис. 5 – расстояние между линией статического напора и линией статического давления раздающего коллектора), в случае собирающей части коллекторной системы расчет разницы давлений производился с учетом подвода рабочей жидкости из каналов малого диаметра с учетом 11 секций содержащей по 6 каналов малого диаметра каждая. Полученное численно значение  $\Delta p_{ch}$  при построении гидравлической модели было умножено на значение коэффициента  $a$  равное 3.5 [4]. Таким образом, сумма трех составляющих потерь напора  $\Delta p^{числ.} = 16.07$  Па, что не противоречит диаграмме Бернулли (рис. 5).

На рис. 8 показана зависимость гидравлических сопротивлений от скорости подачи теплоносителя. Как видно из рис. 8, данные хорошо согласуются, и можно сделать вывод о применимости использования данной модели для многосекционного ТА сложной формы внутреннего оребрения каналов малого диаметра.

#### 4. Заключение

В работе проведено численное исследование гидродинамических процессов, протекающих в многосекционном ТА, при помощи свободного программного обеспечения для решения задач механики сплошных сред OpenFOAM. Проведен сравнительный анализ гладкотрубных каналов малого диаметра и каналов с интенсификаторами на оребрении. Выявлено, что исполнение каналов малого диаметра с интенсификаторами на оребрении увеличивает линейные гидравлические сопротивления в 3.5 раза, однако использование данных каналов нецелесообразно ввиду их отрыва и засорения системы. По результатам численного моделирования была получена зависимость, описывающая линейные гидравлические сопротивления в каналах малого диаметра. На основе анализа распределения гидравлических потерь и сопоставления расчетных и экспериментальных данных проведена идентификация параметров ГММ многосекционного ТА. В дальнейших исследованиях ГММ будет обобщена на широкий размерный ряд ТА данного конструктивного исполнения. Полученные при построении гидравлической модели данные хорошо согласуются с экспериментом, что говорит о применимости использования гидравлической модели при подборе теплообменного оборудования необходимых типоразмеров и характеристик.

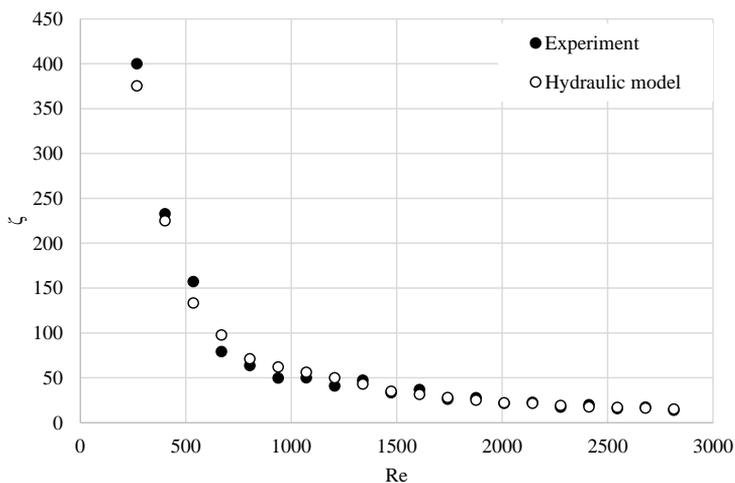


Рис. 8. Гидравлические сопротивления, полученные экспериментально и с помощью гидравлической модели.

Fig. 8. Hydraulic resistances obtained experimentally and by means of a hydraulic model.

## Список литературы / References

- [1]. 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. (in Russian).
- [2]. Байметова Е.С., Митрюкова Е.А. Численное и экспериментальное исследование гидродинамики теплообменного аппарата. Труды института системного программирования РАН. Москва. Т. 35. № 6. 2023. С.235-246. / Baimetova E.S., Mitryukova E.A. Numerical and experimental study of the hydrodynamics of a heat exchanger. Proceedings of the Institute of System Programming of the Russian Academy of Sciences. Moscow, vol. 35, No. 6, 2023, pp. 235-246. (in Russian).
- [3]. 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).
- [4]. М.В. Гуреев, А.М. Ермаков, Ю.В. Жукова, Р.Г. Кадыров, Р.Р. Калимуллин, Г.С. Маршалова, А.А. Миронов Р.М., Низамутдинов, И.А. Попов, А.Н. Скрыпник, С.В. Тиунов, Р.А. Усенков, И.И. Хабибуллин, А.Д. Чорный. Повышение надежности прогнозирования термогидравлических характеристик трубчато-ребристых радиаторов аппаратов воздушного охлаждения энергоустановок на основе численного и экспериментального исследования. Тепловые процессы в технике. 2020, т. 12. №11. с. 482–502. / M.V. Gureev, A.M. Ermakov, Yu.V. Zhukova, R.G. Kadyrov, R.R. Kalimullin, G.S. Marshalova, A.A. Mironov R.M., Nizamutdinov, I.A. Popov, A.N. Skrypnik, S.V. Tiunov, R.A. Usenkov, I.I. Khabibullin, A.D. Chornyj. Improving the reliability of forecasting the thermohydraulic characteristics of tubular-ribbed radiators of air cooling devices of power plants based on numerical and experimental research. Thermal processes in engineering, 2020, vol. 12, no.11, pp. 482 - 502.
- [5]. Байметова Е.С., Королева М.Р., Чернов К.В., Меньшиков А.П., Бураков А.М., Ардашев Н.С. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ. Номер свидетельства: RU 2024666090. Онлайн конфигуратор теплообменного оборудования. Дата регистрации: 28.06.2024. Дата публикации: 09.07.2024. / Baimetova E.S., Koroleva M.R., Chernov K.V., Menshikov A.P., Burakov A.M., Ardashev N.S. Certificate of state registration of a computer program. Certificate number: RU 2024666090. Online configurator of heat exchange equipment. Registration date: 06/28/2024. Date of publication: 07/09/2024.

- [6]. Байметова Е.С., Хвалько М.Е., Армянин А.Ю. Моделирование сопряженного теплообмена в микроканалах в среде OpenFOAM. Труды института системного программирования РАН. Москва, т. 34. № 5. 2022. с. 205-214. / Baimetova E.S., Khvalko M.E., Armyanin A.Yu. Simulation of coupled heat transfer in microchannels in the OpenFOAM environment. Proceedings of the Institute of System Programming of the Russian Academy of Sciences. Moscow, vol. 34. No. 5. 2022. pp. 205-214. (in Russian).
- [7]. Попов И.А., Махьянов Х.М., Гуреев В.М. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена: Интенсификация теплообмена / Под общ. ред. Ю.Ф. Гортышова. Казань: Центр инновационных технологий, 2009. 560 с. / Popov I.A., Makhyanov Kh.M., Gureev V.M. Physical basis and industrial application of heat transfer intensification: Heat transfer intensification / Under the general editorship of Yu.F. Gortyshov, Kazan: Center for Innovative Technologies, 2009, 560 p. (in Russian).
- [8]. Быстров Ю.А., Исаев С.А., Кудрявцев Н.А., Леонтьев А.И. Численное моделирование вихревой интенсификации теплообмена в пакетах труб. СПб.: Судостроение, 2005. 392 с. / Bystrov Yu.A., Isaev S.A., Kudryavcev N.A., Leontev A.I. Numerical modeling of vortex intensification of heat transfer in pipe packages, St. Petersburg: Shipbuilding, 2005, 392 p. (in Russian).
- [9]. 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).
- [10]. 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).

## 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, механика жидкости и газа, гидродинамика, интенсификация процессов теплообмена.

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

Мария Равилевна КОРОЛЕВА – кандидат физико-математических наук, старший научный сотрудник Удмуртского федерального исследовательского центра УрО РАН, лаборатория физико-химической механики. Сфера научных интересов: математическое моделирование, разностные схемы, газовая динамика, гидродинамика, кавитация, теплообмен.

Maria Ravilevna KOROLEVA – Cand. Sci. (Phys.-Math.), Senior Researcher at the Udmurt Federal Research Center of the Ural Branch of the Russian Academy of Sciences. Research interests: mathematical modeling, difference schemes, gas dynamics, hydrodynamics, cavitation, heat exchange.

