

ИНФОРМАТИКА, ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА И УПРАВЛЕНИЕ

УДК 62-585.22

DOI: 10.22213/2410-9304-2026-3-30-36

Гидродинамическая модель теплообменного аппарата

Е. С. Байметова, старший преподаватель, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

М. Р. Королева, кандидат физико-математических наук, доцент, УдмФИЦ УрО РАН;

ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

Работа посвящена построению гидродинамической модели многосекционного теплообменного аппарата, предназначенной для расчета потерь напора рабочей жидкости в зависимости от заданного расхода теплоносителя. Актуальность темы обусловлена необходимостью повышения точности проектирования энергоэффективных систем терморегулирования, в которых гидравлические потери напрямую влияют на энергопотребление насосного оборудования и общую надежность установки. Модель строится на анализе результатов математического моделирования гидродинамических процессов, определяющих гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата и экспериментальных данных, что обеспечивает верификацию теоретических выкладок и подтверждает адекватность предлагаемых решений.

Математическое моделирование выполняется в открытой интегрируемой платформе для решения задач механики сплошных сред OpenFOAM. Выбор данной платформы обусловлен ее гибкостью, возможностью точной настройки решателей под специфику течения вязкой жидкости в каналах сложной геометрии, а также отсутствием лицензионных ограничений. Экспериментальные исследования проводятся на гидравлическом лабораторном стенде ТМЖ-2М, оснащенный необходимыми контрольно-измерительной аппаратурой, позволяющей в необходимом диапазоне чисел Рейнольдса фиксировать перепады давления с высокой точностью.

Гидродинамическая модель априори учитывает такие особенности теплообменного аппарата как количество секций и их протяженность, количество малоразмерных каналов в каждой секции, наличие внутреннего продольного оребрения каналов и наличие интенсификаторов теплообмена. Верификация модели показала хорошую сходимость расчетных и экспериментальных данных. Более того, доказано, что построенная гидродинамическая модель может быть применена к расчету гидравлического сопротивления в теплообменном аппарате аналогичной конструкции другого типоразмера, что открывает перспективы для создания масштабируемого ряда оборудования без проведения дорогостоящих натурных испытаний для каждого нового типоразмера.

Ключевые слова: гидродинамическая модель, теплообменный аппарат, математическое моделирование, экспериментальное исследование, гидравлическое сопротивление.

Введение

Целью данной работы является разработка и верификация комплексной гидродинамической модели многосекционного теплообменного аппарата со сложной геометрией проточных частей, основанной на сочетании математического моделирования в среде OpenFOAM и экспериментальных данных, полученных на стенде ТМЖ-2М. Модель должна обеспечивать возможность достоверного расчета потерь напора рабочей жидкости в зависимости от расхода теплоносителя с учетом конструктивных особенностей теплообменного аппарата (количество секций, протяженность каналов, наличие оребрения и интенсификаторов теплообмена), а также обладать свойством масштабируемости для применения к устройствам аналогичной конструкции других типоразмеров.

Теплообменное оборудование является одним из ключевых элементов многих гидравлических систем, поскольку оно обеспечивает эффективное и рациональное распределение энергии между различными агрегатами и средами. Современный уровень промышленного оборудования предъявляет повышенные требования к показателям работы теплообменных аппаратов [1, 2], что приводит к внедрению оригинальных технических решений, которые, как правило, связаны с усложнением геометрии теплосъемных поверхностей [3] и миниатюризации проточных частей [4–7]. Это позволяет существенно интенсифицировать процессы теплообмена, но может повлечь неконтролируемый рост гидравлического сопротивления системы в целом. Предварительная

оценка потерь напора в теплообменных устройствах, геометрически осложненных различными элементами, проводится на основе устаревших методик, не учитывающих современный уровень производства [8]. Новые подходы к описанию гидравлических устройств могут быть основаны как на теоретических, так и на экспериментальных исследованиях гидродинамики теплообменного аппарата [9, 10]. Однако оба подхода имеют ограничения по применимости результатов и стоимости проведения исследований. В связи с этим актуальным представляется комплексный подход, основанный на использовании численных и экспериментальных методов исследования гидродинамики теплообменного аппарата.

Моделирование в «полной» постановке с учетом точного разрешения особенностей поверхностей теплообмена с целью «посадки» на эксперимент не всегда обосновано с точки зрения временных затрат. Но даже в упрощенной постановке оно позволяет выявить управляющие параметры устройства, определить особенности движения рабочих сред по геометрически сложным внутренним каналам, оценить закономерности распределения потерь напора по ходу движения жидкости и сформировать основу гидродинамической модели.

Экспериментальные исследования в этом случае необходимы для количественной оценки параметров моделей для приведения результатов к фактически реализуемым данным. Такой подход позволяет строить математические модели гидродинамики современных сложных теплооб-

менных аппаратов, характеризующиеся простотой с точки зрения их практического использования и обеспечивающие заданную степень точности расчетов.

Объект исследования

Объектом экспериментальных и численных исследований работы является коллекторный многосекционный теплообменный аппарат с параллельно расположенными секциями, каждая из которых содержит 6 каналов малого диаметра, имеющих внутреннее продольное оребрение в виде симметрично расположенных трапеций с узкой верхней кромкой (рис. 1).

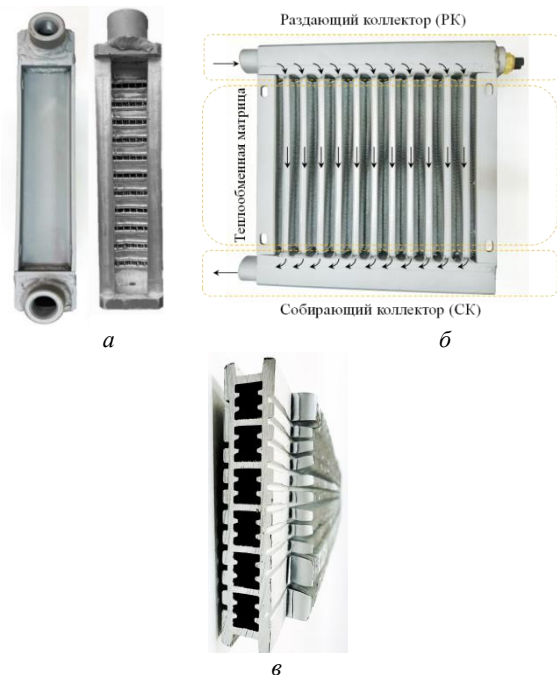


Рис. 1. Коллекторный многосекционный теплообменный аппарат: а – впускной и выпускной каналы, теплообменная матрица; б – общий вид ТА; в – внутренняя геометрия каналов

Fig. 1. Collector multi-section heat exchanger: a) inlet and outlet channels, heat exchange matrix, b) internal geometry of the channels; c) internal channel geometry

Попадая в раздающий коллектор, жидкость распределяется по каналам теплообменной матрицы, в которой происходит процесс охлаждения масла. Затем в собирающем коллекторе после объединения потоков охлажденная рабочая жидкость выходит из теплообменного аппарата.

Рабочей жидкостью в теплообменном аппарате является гидравлическое масло «Лукойл Гейзер» Ст-32. Экспериментальные исследования внутренней гидродинамики теплообменного аппарата выполнялись на воде с учетом гидродинамического подобия течений по числу Рейнольдса. Математическое моделирование проводилось в соответствии с условиями экспериментов.

Построение гидродинамической модели устройства выполняется на основе экспериментальных и численных исследований теплообменного аппарата с 11 секциями. Проверка гидродинамической модели выполнялась на основе экспериментальных данных, полученных для 15-секционного теплообменного аппарата. Геометрические размеры исследуемых теплообменных аппаратов следующие: диаметр входа/выхода теплообменного аппарата составляет 0,021 м, длина раздающего/собирающего коллектора – 0,4/0,5 м, высота 0,4/0,6 м при длине секций

0,26/0,39 м. Номинальный поток рабочей жидкости 20–80 л/мин, максимальный расход рабочей жидкости 110 л/мин, что соответствует числам Рейнольдса $Re = 280 \div 2800$.

Экспериментальное определение гидравлических сопротивлений теплообменного аппарата

Экспериментальные исследования [11] выполнялись на лабораторном гидравлическом стенде ТМЖ-2М. В качестве рабочей жидкости была использована дистиллированная вода комнатной температуры. Теплообменный аппарат с помощью гибких шлангов соединялся с системой подачи и сброса воды. На входе и выходе из теплообменного аппарата были установлены вспомогательные патрубки, оснащенные выходами для подключения датчиков измерения давления. Для измерения давления с помощью пьезометров использовался измерительный модуль стенда (рис. 2).

С помощью расходомеров в системе устанавливался расход воды, соответствующий заданному числу Рейнольдса. После наступления установившегося режима течения регистрировались показания пьезометров. Эксперименты проводились для 10 различных значений расхода. Общее количество экспериментов равнялось 500 для каждого типоразмера теплообменного аппарата. Результаты экспериментов в виде коэффициента гидравлического сопротивления, полученные после статистической обработки данных, приведены на рис. 3. Видно, что коэффициент гидравлического сопротивления снижается с ростом числа Рейнольдса, что качественно согласуется с данными аналогичных наблюдений [12].

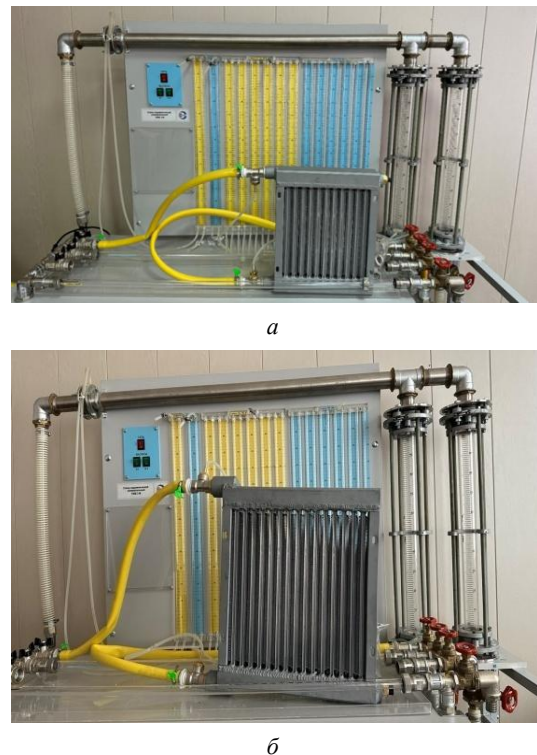


Рис. 2. Схема подключения: а – 11; б – 15-секционного теплообменного аппарата к лабораторному гидравлическому стенду ТМЖ-2М

Fig. 2. Scheme connections: a) 11, b) 15-section heat exchanger for the TMZh-2M laboratory hydraulic bench

Полученные в ходе экспериментальных исследований значения скоростей рабочей жидкости были применены для математического моделирования гидродинамических процессов в теплообменном аппарате в заданном диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 280 \div 2800$ [13].

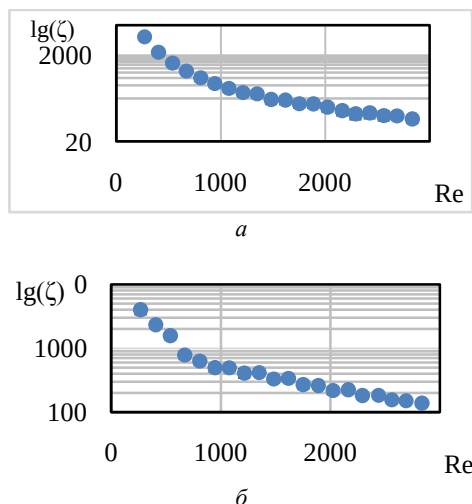


Рис. 3. Зависимость гидравлического сопротивления ζ от числа Рейнольдса: а – 11; б – 15-секционного теплообменного аппарата

Fig. 3. Dependence of the hydraulic resistance coefficient ζ from the number Re for: a) 11, b) 15-section heat exchanger

Математическое моделирование

Математическая модель основывалась на системе уравнений Навье – Стокса для вязкой несжимаемой жидкости. При этом использовались следующие допущения: течение ламинарное, жидкость несжимаемая, вязкость и плотность постоянные, шероховатость, теплообменные процессы и физико-химические реакции не учитываются [14]. Математическое моделирование проводилось в пакете OpenFOAM [15, 16]. Предварительные расчеты показали, что течение в исследуемом диапазоне чисел Рейнольдса является ламинарным, однако при $Re > 1880$ характеризуется сильной нестационарностью течения. Поэтому в случае скоростей, соответствующих $Re < 1880$, моделирование выполнялось на основе библиотеки simpleFoam, реализующей решение уравнений Навье – Стокса для несжимаемой среды в стационарной постановке. Для чисел Рейнольдса больше 1880 моделирование нестационарного течения несжимаемой жидкости выполнялось на основе библиотеки pimpleFoam.

При математическом моделировании использовались те же геометрические и гидродинамические характеристики, что и в натурном эксперименте. Численные исследования проводились на неструктурированной сетке, содержащей тетраэдральные и призматические ячейки с общим количеством элементов более 6 млн. Геометрическая модель исследуемого в работе коллекторного многосекционного теплообменного аппарата и фрагменты расчетной сетки показаны на рис. 4.



Рис. 4. Исследуемый в работе теплообменный аппарат: а – геометрическая модель; б – фрагменты расчетной сетки

Fig. 4. The heat exchanger under study: a) geometric model, b) fragments of calculation mesh

Результаты математического моделирования

Результаты математического моделирования позволили изучить особенности течения рабочей жидкости в коллекторном многосекционном теплообменном аппарате в исследуемом диапазоне чисел Рейнольдса (рис. 5) и выявить закономерности гидродинамических процессов в теплообменном аппарате в виде гидравлической развертки системы (рис. 6) и диаграмм Бернулли (рис. 7), показывающих распределение скорости и давления в теплообменном аппарате для каждой исследуемой экспериментальной скорости.

Качественное распределение параметров течения в теплообменном аппарате, согласно результатам математического моделирования, инвариантно по отношению к числу Рейнольдса. Входной участок устройства перед раздающим коллектором содержит местное сопротивление в виде обратного уступа. Это способствует формированию возвратного течения при входе потока в раздающий коллектор. При этом основной поток жидкости оттесняется к верхней стенке, что при высоких скоростях потока снижает подачу жидкости в первые секции коллекторной системы. Зона застойного течения формируется также в тупиковом конце конструкции.

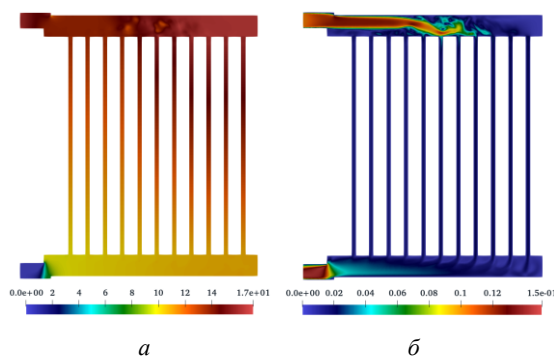


Рис. 5. Особенности распределений гидродинамических характеристик при $Re = 2150$: а – распределение давления, Па, б – распределение скорости, м/с

Fig. 5. Peculiarities of distribution of hydrodynamic characteristics at $Re = 2150$: a) pressure distribution, Pa, b) velocity distribution, m/s

Течение в собирающем коллекторе обусловлено распределенным подводом массы, в результате которого происходит увеличение скорости вверх по потоку, а наличие местного сопротивления в виде уступа и сужения канала приводит, как и в раздающем коллекторе, к деформации потока и формированию зоны возвратного течения перед уступом.

Распределение потока по секциям и каналам теплообменной матрицы характеризуется следующими особенностями: средняя скорость в каналах теплообменной матрицы в пределах одной секции может считаться одинаковой (относительная разница не превышает 0,5 %); расходы в секциях могут существенно отличаться друг от друга, особенно в области больших чисел Рейнольдса относительно исследуемого диапазона изменения скоростей подачи жидкости. На рис. 6 представлена гидравлическая развертка теплообменного аппарата. Анализ показывает, что при низких скоростях течения расходы по секциям распределены относительно равномерно. Однако с увеличением числа Рейнольдса распределение становится неравномерным: при максимальной скорости подачи расход в первой секции на 52 % ниже, чем в последней. Пиковая нагрузка при этом локализована в секциях 8–11, образуя зону с высокой стабильностью потока (разброс расходов $\leq 1,5$ %), которая на рисунке обозначена пунктиром.

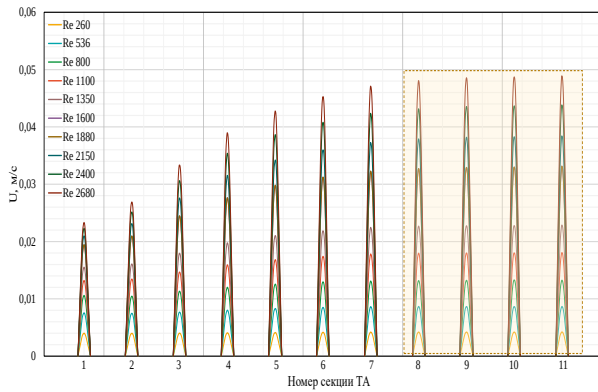


Рис. 6. Гидравлическая развертка теплообменного аппарата

Fig. 6. Hydraulic development of the heat exchanger

На рис. 7 приведены диаграммы Бернулли, иллюстрирующие распределение потерь гидростатического давления в теплообменном аппарате. Установлено, что значительные локальные потери давления возникают в областях входа/выхода раздающего и собирающего коллекторов, что обусловлено интенсивной деформацией потока в данных сечениях.

Распределение давления по длине коллекторов напрямую связано с потоком жидкости через теплообменную матрицу. В раздающем коллекторе происходит восстановление давления из-за оттока жидкости в секции, что коррелирует с гидравлической нагрузкой аппарата. В собирающем коллекторе происходит обратный процесс: давление снижается из-за притока жидкости из секций теплообменной матрицы.

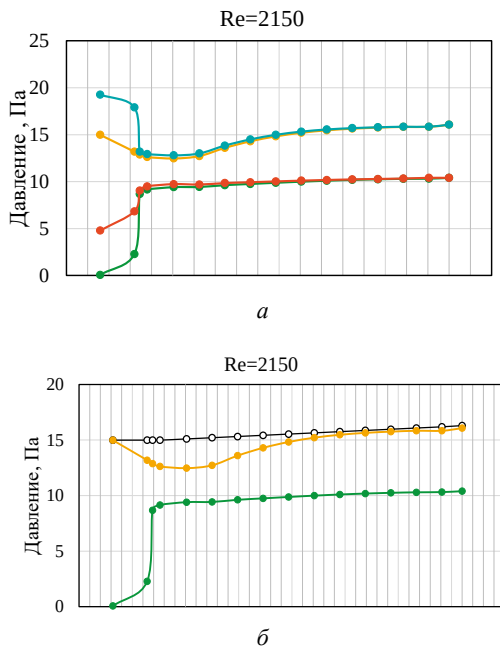


Рис. 7. Диаграмма Бернулли для $Re = 2150$: а – распределение давления в раздающем коллекторе (РК) и собирающем коллекторе (СК); б – отражение на диаграмме линии полного статического напора

Fig. 7. Bernoulli diagram for $Re = 2150$: a) distribution of pressure in the distributing collector (DC) and collecting collector (CC), b) reflection of the full static head line on the diagram

Линии полного напора в системе (рис. 7) были построены на основе статического давления (кривые желтого и зеленого цвета). Это позволило провести количественную оценку потерь гидростатического давления на различных участках гидравлической системы коллекторного многосекционного теплообменного аппарата. Количественно полные потери напора в теплообменном аппарате значительно ниже, чем в эксперименте, что может быть обусловлено комплексом причин. Среди наиболее вероятных – наличие неучтенных геометрических особенностей теплообменного аппарата, обусловленных процессом изготовления (сварные швы и т. п.) и недостаточное сеточное разрешение. Сопрежение расчетных и экспериментальных данных позволило разработать гидродинамическую модель теплообменного аппарата, которая на основании проведенных численных исследований позволяет количественно корректно рассчитать потери давления в коллекторном многосекционном теплообменном аппарате.

Построение гидродинамической модели коллекторного многосекционного теплообменного аппарата

Предложенная в работе гидродинамическая модель основана на интеграции экспериментальных и численных данных. Параметры модели идентифицируются по экспериментальным данным, что позволяет скорректировать результаты численного моделирования, учитывая неотраженные в нем особенности внутренней геометрии теплообменного аппарата. Анализ диаграмм Бернулли позволил идентифицировать три ключевые зоны гидравлических потерь в теплообменном аппарате (рис. 7): входной участок с прямым уступом, каналы первой теплообменной секции и выходной участок с обратным уступом.

Таким образом, полные потери давления в теплообменном аппарате можно представить как сумму трех составляющих: потери в раздающем коллекторе Δp_{PK} , в каналах теплообменной матрицы Δp_K и в собирающем коллекторе $\Delta p_{СК}$:

$$\Delta p = \Delta p_{PK} + \Delta p_{СК} + \Delta p_K. \quad (1)$$

Каждый вид потерь зависит от скорости жидкости. При этом Δp_{PK} , $\Delta p_{СК}$ определяются скоростью жидкости в коллекторе, в то время как Δp_K – скоростью в канале секции.

Модель включает поправочную функцию $\bar{\delta}$, зависящую от числа Рейнольдса для коллекторного многосекционного теплообменного аппарата Re_{TA} . Вид этой функции определяется на основе сопоставления экспериментальных и численных данных

$$\bar{\delta} = \frac{(\Delta p_{PK} + \Delta p_{СК})_{\text{эксп.}}}{\Delta p_{OF}},$$

$$\lg(\bar{\delta}(Re_{TA})) = A - B \cdot \lg(Re_{TA}) + \frac{C}{\lg(Re_{TA})}, \quad (2)$$

где $A = 5,03$, $B = 1,18$, $C = 2,2$ являются константами модели, найденными в ходе регрессионного анализа; Δp_{OF} – данные полученные в результате численных исследований.

Дополнительные исследования сопротивлений в каналах с внутренним оребрением показали, что распределение расхода по каналам секции равномерное, то есть средние скорости потока в них одинаковы и определяются гидравлической нагрузкой на теплообменную матрицу, а потери давления в них можно оценить по формулам:

$$\bar{\lambda} = a \frac{83}{Re_K^{1,22}}, \Delta p_K^{OF} = \bar{\lambda} \frac{l}{d_{\text{эк}}} \frac{\rho V_K^2}{2}, \quad Re_K = \frac{V_K d_{\text{эк}}}{\nu}. \quad (3)$$

Соотношение (3) включает поправочный коэффициент $= 3,5$, учитывающий наличие интенсификаторов теплообмена [14]; $\bar{\lambda}$ – коэффициент гидравлического сопротивления единичного канала, зависящий от вида внутреннего оребрения; l – длина канала, м; $d_{\text{эк}}$ – эквивалентный диаметр

канала, м; ρ – плотность жидкости кг/м³; v – кинематический коэффициент вязкости м²/с; V_k – скорость жидкости в канале теплообменной матрицы, м/с, получаемая из формулы

$$V_k = \frac{Q_{TA}}{6nS_k},$$

где Q_{TA} – расход жидкости в коллекторном многосекционном теплообменном аппарате м³/с, n – количество секций теплообменной матрицы, S_k – площадь поперечного сечения канала теплообменной матрицы, м².

В рамках разработанной гидродинамической модели соотношения (3) считаются точными и не требуют дополнительного уточнения поданным эксперимента.

Данные для построения гидродинамической модели

Data for constructing a hydrodynamic model

Re _{TA}	Re _K	V _K , м/с	h _{TA} , м	h _K , м	$\bar{\lambda}$	$\zeta^{ГМ}$	ζ^{exp}	$\Delta\zeta^{OF}$	$\bar{\delta}$
2150	70	0.015	5.3	0.11	1.61	165	223	2.65	62
Δp_{TA}^{OF} , Па		Δp_{TA}^{exp} , Па	Δp , Па	Δp_K , Па	q_{TA} , м ³ /ч		q_K , м ³ /ч		
15		1189	875	9.63	0.128		0.003		

Для каждой скорости, измеренной в эксперименте, были рассчитаны скоростные напоры (h_{TA} , h_K) и расходы (q_{TA} , q_K). Расчет выполнялся с учетом распределения потока по 11 секциям исследуемого теплообменного аппарата, каждая из которых содержит 6 каналов. Перепад давления в каналах секций Δp_K определялся с учетом линейного гидравлического сопротивления $\bar{\lambda}$, которое определялось по формулам (3). Давление в раздающем и собирающем коллекторе, полученное в результате математического моделирования Δp_{TA}^{OF} , корректировалось поправочной функцией $\bar{\delta}$. Таким образом, полные потери давления Δp , рассчитываемые по гидродинамической модели для данного типа теплообменного оборудования, включают: потери на входном/выходном участках (в коллекторах), потери в каналах теплообменной матрицы с учетом ее длины и количества секций с каналами.

Сравнение экспериментальных данных и результатов, полученных по гидродинамической модели (4), в виде зависимости гидравлического сопротивления от числа Re показано на рис. 8. Адекватность модели подтверждена путем ее апробации на теплообменном аппарате с большими геометрическими параметрами, длиной и количеством секций.

Хорошее соответствие между экспериментальными данными и данными, полученными по гидродинамической модели (рис. 8), подтверждает применимость гидродинамической модели для расчета теплообменного аппарата сложной формы, включая каналы с внутренним оребрением, и может служить основой для инженерного подбора теплообменного оборудования требуемых типоразмеров. Ошибка определения коэффициента гидравлического сопротивления по гидродинамической модели не превышает 2,5 %. По итогам проведенных исследований была выполнена программная реализация гидродинамической модели в виде онлайн-конфигуратора теплообменного оборудования. Блок-схема алгоритма расчета потерь напора приведена на рис. 9.

Выводы

Предложенная гидродинамическая модель комплексно учитывает: распределение гидродинамической нагрузки по секциям, их количество и длину, а также сложность внутренней поверхности каналов в виде внутреннего оребрения и интенсификаторов теплообмена.

Это позволяет применять гидродинамическую модель в качестве инструмента для инженерного подбора теплообменного оборудования по критериям минимальных гидравличе-

Гидродинамическая модель имеет следующий вид:

$$\Delta p(Re_{TA}) = \bar{\delta}(Re_{TA})\Delta p_{TA}^{OF}(Re_{TA}) + \Delta p_K^{OF}(Re_K), \quad (4)$$

где $\Delta p(Re_{TA})$ – полные потери давления в гидравлической системе теплообменного аппарата; $\Delta p_{TA}^{OF}(Re_{TA})$ – потери напора на участке коллекторов от входа в теплообменный аппарат до первой секции матрицы и от последней секции до выхода; $\Delta p_K^{OF}(Re_K)$ – потери в гладких каналах матрицы, Re_K – число Рейнольдса в каналах теплообменной матрицы.

В таблице приведены параметры, используемые для построения ГМ в случае, когда число $Re_{TA} = 2150$.

ских потерь и максимального теплоотвода, используя простые математические зависимости с учетом ключевых конструктивных особенностей теплообменного аппарата.

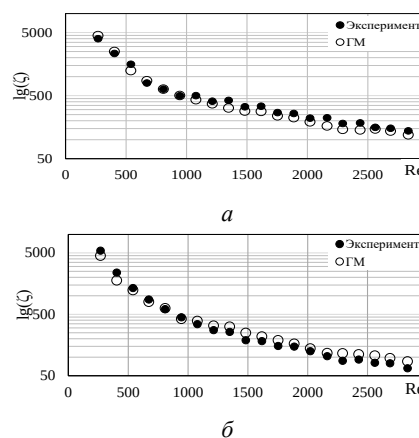


Рис. 8. Гидравлические сопротивления, полученные экспериментально и с помощью гидродинамической модели для: а – 11; б – 15 секционного теплообменного аппарата

Fig.8. Hydraulic resistances obtained experimentally and using a hydrodynamic model for: a) 11, b) 15 sectional heat exchanger

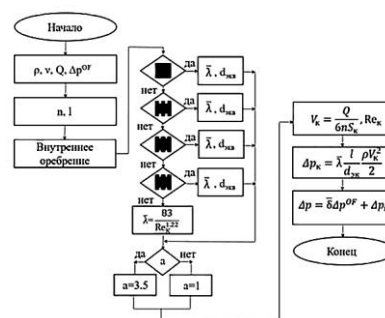


Рис. 9. Алгоритм расчета перепада давления по гидродинамической модели теплообменного аппарата
Fig. 9. Algorithm for calculating the pressure drop according to the hydrodynamic model of the heat exchanger

Проведенная на основе экспериментальных данных валидация гидродинамической модели доказала ее достоверность в прогнозировании гидравлического сопротивления в теплообменных устройствах данного типа.

Библиографические ссылки

1. Тарадай А. М., Коваленко Л. М., Гурин Е. П. К вопросу оценки теплоэнергетической эффективности теплообменников, применяемых в муниципальной теплоэнергетике // Новости теплоснабжения. 2003. № 6. С. 40–43.
2. Байметова Е. С. Гидродинамическая нагрузка многосекционного теплообменного аппарата // *Diagnostics, Resource and Mechanics of Materials and Structures*. 2023. № 4. С. 6–14. DOI: 10.17804/2410-9908.2023.4.006-014.
3. Попов И. А. Интенсификация теплообмена. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена. Казань : КГТУ им. А. Н. Туполева, 2009. 560 с.
4. Дрейцер Г. А. Предельная интенсификация теплообмена в трубах за счет искусственной турбулизации потока // *Инженерно-физический журнал*. 2003. Т. 76, № 1. С. 46–51.
5. Леонтьев А. И., Олимпиев В. В. Теплофизика и теплотехника перспективных интенсификаторов теплообмена (обзор) // *Известия Российской академии наук. Энергетика*. 2011. № 1. С. 7–31.
6. Макарова М. С., Луцки В. Г., Решмин А. И. Интенсификация теплообмена при турбулентном течении в плоском и круглом безотрывных диффузорах // *Инженерно-физический журнал*. 2021. Т. 94, № 2. С. 483–495.
7. Недайвовоз А. В. Численное и экспериментальное исследование теплогидравлических характеристик контурной тепловой трубы : дис. ... канд. техн. наук: 01.04.14. М., 2019. 157 с.
8. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М. : Машиностроение, 1992. 671 с.
9. Байметова Е. С., Митрюкова Е. А. Численное и экспериментальное исследование гидродинамики теплообменного аппарата // *Труды Института системного программирования РАН*. 2023. Т. 35, № 6. С. 235–246.
10. Быстров П. И., Михайлов В. С. Гидродинамика коллекторных теплообменных аппаратов. М. : Энергоиздат, 1982. 224 с.
11. Байметова Е. С. Разработка гидродинамической модели теплообменного аппарата на основе численных и экспериментальных исследований: дис. ... канд. техн. наук: 1.2.2. Ижевск, 2025. 105 с.
12. Повышение надежности прогнозирования теплогидравлических характеристик трубчато-ребристых радиаторов аппаратов воздушного охлаждения энергоустановок на основе численного и экспериментального исследования / Гуреев М. В. [и др.] // *Тепловые процессы в технике*. 2020. Т. 12, № 11. С. 482–502.
13. Байметова Е. С., Королева М. Р. Построение гидравлической модели теплообменного аппарата // *Труды Института системного программирования РАН*. 2025. Т. 37, № 2. С. 129–140.
14. Шигапова А. Р. Верификация RANS-моделей турбулентности на задаче внешнего обтекания маслоохладителя. *Известия вузов. Физика*. 2026. Т. 69, № 1 (818). С. 29–36.
15. Чернова А. А., Шигапова А. Р. Параметрическое исследование эффективности исполнения единичной секции маслоохладителя // *Труды Института системного программирования РАН*. 2025. Т. 37, № 2. С. 141–152.
16. Chernova A., Sumin A. Research of operating processes in oil cooler with spear-shaped fins. *Proceedings 2024 Ivannikov Open Conference (ISPRAS 2024)*. New York, 2024. P. 10899114.

References

1. Taraday A.M., Kovalenko L.M., Gurin E.P. [On the issue of assessing the thermal energy efficiency of heat exchangers used in municipal heat power engineering]. *Novosti teplosnabzheniya*. 2003. No. 6. Pp. 40–43 (in Russ.).
2. Baimetova E.S. [Hydrodynamic load of a multi-section heat exchanger]. *Diagnostics, Resource and Mechanics of Materials and Structures*. 2023. No. 4. Pp. 6–14 (in Russ.). DOI: 10.17804/2410-9908.2023.4.006-014.
3. Popov I.A. [Heat Transfer Intensification]. *Fizicheskie osnovy i promy'shlennoe primeneniye intensifikatsii teploobmena*. Kazan': KGTU im. A.N. Tupoleva. 2009. 560 p. (in Russ.).
4. Dreitzer G.A. [Limiting intensification of heat transfer in pipes due to artificial flow turbulence]. *Izvestiya Rossijskoj akademii nauk. E'nergetika*. 2003. Vol. 76, no. 1. Pp. 46–51 (in Russ.).
5. Leontiev A.I., Olimp'ev V.V. [Thermal physics and heat engineering of promising heat transfer intensifiers (review)]. *Izvestiya Rossijskoj akademii nauk. E'nergetika*. 2011. No. 1. Pp. 7–31 (in Russ.).
6. Makarova M.S., Lushchik V.G., Reshmin A.I. [Heat transfer intensification during turbulent flow in flat and round continuous diffusers]. *Inzhenerno-fizicheskij zhurnal*. 2021. Vol. 94, No. 2. Pp. 483–495 (in Russ.).
7. Nedayvozov A.V. *Chislennoe i eksperimental'noe issledovanie teplogidravlicheskih harakteristik konturnoj teplovoj truby* [Numerical and experimental study of thermal-hydraulic characteristics of a loop heat pipe]: PhD thesis: 01.04.14. Moscow, 2019. 157 p. (in Russ.).
8. Idel'chik I.E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Handbook of hydraulic resistance]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1992. 671 p. (in Russ.).
9. Baimetova E.S., Mitryukova E.A. [Numerical and experimental study of the hydrodynamics of a heat exchanger]. *Trudy Instituta sistemnogo programmirovaniya RAN*. 2023. Vol. 35, No. 6. Pp. 235–246 (in Russ.).
10. Bystrov P.I., Mikhailov V.S. [Hydrodynamics of collector heat exchangers]. Moscow: E'nergoizdat Publ., 1982. 224 p. (in Russ.).
11. Baimetova E.S. *Razrabotka gidrodinamicheskoy modeli teploobmennogo apparata na osnove chislennyh i eksperimental'nyh issledovaniy* [Development of a hydrodynamic model of a heat exchanger based on numerical and experimental studies]: PhD thesis: 1.2.2. Izhevsk. 2025. 105 p. (in Russ.).
12. Gureev M.V. [et al.]. [Improving the reliability of forecasting the thermal-hydraulic characteristics of tubular-fin radiators of air-cooled power plants based on numerical and experimental studies]. *Teplovy'e processy v tekhnike*. 2020. Vol. 12, No. 11. Pp. 482–502 (in Russ.).
13. Baimetova E.S., Koroleva M.R. [Construction of a hydraulic model of a heat exchanger]. *Trudy Instituta sistemnogo programmirovaniya RAN*. 2025. Vol. 37, No. 2. Pp. 129–140 (in Russ.).
14. Certificate of state registration of computer program No. 2024666090. [Online configurator of heat exchange equipment]. E.S. Baimetova [et al.]. Registered in the Register of computer programs on June 28, 2024.
15. Chernova A.A., Shigapova A.R. [Parametric study of the performance efficiency of a single section of an oil cooler]. *Trudy Instituta sistemnogo programmirovaniya RAN*. 2025. Vol. 37, No. 2. Pp. 141–152 (in Russ.).
16. Chernova A., Sumin A. [Research of operating processes in oil cooler with spear-shaped fins]. *Proceedings 2024 Ivannikov Open Conference (ISPRAS 2024)*. New York. 2024. P. 10899114.

Hydrodynamic Model of a Heat Exchanger

E. S. Baimetova, Senior Lecturer, Kalashnikov Izhevsk State Technical University, Izhevsk, Russia

M. R. Koroleva, PhD in Physics and Mathematics, Associate Professor, UdmFRC UB of RAS, Kalashnikov Izhevsk State Technical University, Izhevsk, Russia

The work is devoted to the hydrodynamic model development of a multi-section heat exchanger, to calculate the pressure loss of the working fluid depending on a given coolant flow rate. The relevance of the topic is due to the need to improve the design accuracy of energy-efficient thermal control systems, where hydraulic losses directly affect the power consumption of pumping equipment and the overall reliability of the mount. The model is based on the analysis of the mathematical modeling results of hydrodynamic processes specifying the hydraulic resistance of the heat exchanger and experimental data, providing verification of theoretical calculations and confirming the adequacy of the proposed solutions.

Mathematical modeling is performed in the open integrated platform for solving continuum mechanics problems, OpenFOAM. The choice of this platform is due to its flexibility, the ability to fine-tune solvers to the features of viscous fluid flow in channels of complex geometry, as well as the absence of licensing restrictions. Experimental studies are carried out on a hydraulic laboratory stand, TMZH-2M, equipped with the necessary instrumentation, allowing for high-precision recording of pressure drops within the required range of Reynolds numbers.

The hydrodynamic model a priori takes into account such heat exchanger features as the number of sections and their length, the number of small-sized channels in each section, the presence of internal longitudinal channel finning, and availability of heat transfer intensifiers. Model verification showed high precision between the calculated and experimental data. Moreover, it has been proved that the developed hydrodynamic model can be applied for calculation the hydraulic resistance in a heat exchanger of similar design but of different standard size. This opens up prospects for designing a scalable equipment range avoiding expensive full-scale tests for each new standard size.

Keywords: hydrodynamic model, heat exchanger, mathematical modeling, experimental research, hydraulic resistance.

Получено: 13.05.26

Образец цитирования

Байметова Е. С., Королева М. Р. Гидродинамическая модель теплообменного аппарата // Интеллектуальные системы в производстве. 2026. Т. 24, № 3. С. 30–36. DOI: 10.22213/2410-9304-2026-3-30-36.

For Citation

Baymetova E.S., Koroleva M.R. [Hydrodynamic model of a heat exchanger]. *Intellektualnye sistemy v proizvodstve*. 2026. Vol. 24, No. 3. Pp. 30-36. DOI: 10.22213/2410-9304-2026-3-30-36 (in Russ.).