

В. А. РОГАЧЕВ, А. В. БАРАНЮК, А. Ю. РАЧИНСКИЙ

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Представлены результаты численного исследования теплообмена и гидравлического сопротивления в каналах пластинчатого теплообменника разборного типа. Численное исследование выполнено методами CFD-моделирования. Проведена верификация результатов моделирования с расчетными данными, полученными по известным инженерным методикам расчета теплогидравлических характеристик пластинчатых теплообменных аппаратов. Результаты исследования могут быть использованы для оценки интенсификации теплообмена и анализа течения с целью повышения эффективности пластинчатого теплообменника.

Ключевые слова: пластинчатый теплообменник, численное исследование, теплообмен, течение, моделирование.

В. А. РОГАЧОВ, О. В. БАРАНЮК, А. Ю. РАЧИНСЬКИЙ

ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОГІДРАВЛІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА

Представлені результати чисельного дослідження теплообміну і гідравлічного опору в каналах пластинчастого теплообмінника розбірного типу. Чисельне дослідження виконано методами CFD-моделювання. Проведена верифікація результатів моделювання з розрахунковими даними, отриманими за відомим інженерним методикам розрахунку теплогідравлічних характеристик пластинчатих теплообмінних апаратів. Результати дослідження можуть бути використані для оцінки інтенсифікації теплообміну і аналізу перебігу з метою підвищення ефективності пластинчастого теплообмінника.

Ключові слова: пластинчастий теплообмінник, чисельне дослідження, теплообмін, протягом, моделювання.

V. ROGACHOV, A. BARANYUK, A. RACHYNSKYI

NUMERICAL SIMULATION OF HEAT HYDRAULIC CHARACTERISTICS OF THE PLATE-TYPE HEAT-EXCHANGER

It is known that today the cooling system of efficient air compressors that allows us to cool both heated compressor parts and the produced compressed air releases the heat to the environment. This heat can be used for common good, for example for the domestic water heating. Available cooling systems can conventionally be divided into the two types, in particular the air cooling system and the water cooling system. In the case of water cooling system it is possible to use the plate-type heat exchanger. It is known that plate-type heat exchangers are very compact and have a low hydraulic resistance at simultaneously high heat-exchange intensity. Today, we have an ample amount of developed analytical methods used for the computation of heat exchange and hydrodynamics in the channels of plate-type heat exchangers and the thermal state of such heat exchangers; however we are lacking of the research done using the tools of CFD-simulation. The authors made an attempt to determine the heat load and the hydraulic resistance of the plate-type heat exchanger of a sectional type using the developed methods of CFD-simulation in the software environment of ANSYS-Fluent system. The simulation data were verified and compared with the computation data obtained using a known engineering technique used for the computation of the heat-hydraulic characteristics of plate-type heat exchangers. The research data can be used for the heat-exchange intensification assessment and for the analysis of the flow to improve the efficiency of the plate-type heat exchanger.

Key words: plate-type heat exchanger, numerical investigation, heat exchange, flow and the simulation.

Введение

Пластинчатые теплообменники используются на теплогенерирующих и теплоиспользующих предприятиях во всем мире. Этому способствует их высокая компактность, малое гидравлическое сопротивление при одновременно высокой интенсивности теплообмена, простота изготовления, удобство монтажа и доступность очистки поверхностей от загрязнений.

На сегодня разработано множество аналитических и инженерных методов расчета теплообмена и гидродинамики для различных типов пластинчатых теплообменников [1–7]. Однако, несмотря на непрерывный рост публикаций по данной тематике, количество исследований путем численного моделирования с помощью известных программных продуктов для решения этой сложной задачи весьма ограничено, а их результаты часто носят противоречивый и случайный харак-

тер, а полученные модели недостаточно детальные и точны [8].

В статье предлагается на основе физически обоснованных методов CFD-моделирования в среде программного комплекса *ANSYS-Fluent* рассчитывать тепловые, гидравлические и геометрические характеристики пластинчатых теплообменников разборного типа.

Цель и задачи исследования

Целью настоящей работы является создание метода расчета теплообмена и гидродинамики пластинчатых теплообменников с каналами различной геометрической конфигурации, на основе компьютерного моделирования с использованием пакета *ANSYS* (модуль *FLUENT*).

Для достижения цели поставлены следующие задачи:

– создать подробную расчетную модель, под-

© В. А. Рогачев, А. В. Баранюк, А. Ю. Рачинский, 2018

готовленную для численного решения с минимизированной погрешностью в задании исходных данных;

– настроить решатель и решение, обеспечивающие сходимость и устойчивость итерационного процесса, а также запуск решения задачи с результатом численного решения в широком диапазоне его применимости;

– обработать и представить результаты моделирования в виде визуализации распределения искомого тепловых и гидродинамических характеристик.

Литературный обзор

Процессы теплообмена нашли широкое применение в энергетической, химической, нефтеперерабатывающей, металлургической, пищевой промышленности, коммунальном хозяйстве. Теплообменники различных типов (пластинчатые, кожухотрубные, спиральные и т.д.) используются для нагревания холодных и охлаждения горячих сред, для проведения процессов испарения, конденсации, выпаривания, плавления, кристаллизации [1–3]. Поэтому задача повышения эффективности при производстве, передаче и использовании тепловой энергии является актуальной и напрямую зависит от эффективности применяемых теплообменных аппаратов. В свою очередь данная задача решается на основе перспективных способов интенсификации теплообмена в этих теплообменниках с учетом применения надежных и достоверных методов их расчета.

Разборный пластинчатый теплообменник (рис. 1) [1, 3] состоит из множества (до 700) тонких толщиной 0,5–1,2 мм прямоугольных металлических теплопередающих пластин 5, с установленными по периферии прокладками и скрепляемыми в корпусе. Корпус обычно представляет собой две массивные плиты 1, 3 на направляющих 2, 6, передвижные ролики 8, систему стяжных шпилек 10 и стойки 4. На плитах корпуса имеются патрубки с фланцами 7 для присоединения подводящих и отводящих магистралей теплоносителей. Теплопередающие пластины имеют на своих поверхностях рельефный рисунок, обеспечивающий формирование каналов и турбулизацию потока в них для каждого теплоносителя. Набором разного количества пластин, зажимаемых в корпусе теплообменника, можно добиться различной его тепловой мощности без замены корпуса. Этому способствуют тот факт, что направляющие и стяжные шпильки обычно выполнены с запасом по длине. Возможность разборки и сборки теплообменника позволяет также осуществлять осмотр теплообменных поверхностей и проводить их механическую очистку от загрязнений.

Теплопередающие пластины с рифленой поверхностью изготавливают штамповкой или пресованием из листового металла. На одной стороне

каждой пластины имеются специальные углубления по периферии и вокруг отверстий входов и выходов теплоносителей для резиновых прокладок. В мире на сегодняшний день разработано более 60-и различных конфигураций рифления пластин. В процессе установки пластин все выступы рельефа на поверхности соприкасаются между собой, обеспечивая тем самым механическую жесткость всей конструкции теплообменника. Образующиеся при этом параллельные межпластинчатые каналы, предназначенные для прохода теплоносителей и имеющие небольшую высоту (1,5–7 мм), чрезвычайно разветвлены и извилисты, что способствует увеличению коэффициентов теплоотдачи и уменьшению отложений на поверхностях.

Каждая теплообменная пластина имеет четыре отверстия. Попарно они обеспечивают прохождение потока теплоносителя с обеих сторон пластины. При сборке пластин, прокладками вокруг пластин и отверстий формируется распределение теплоносителей по смежным теплообменным каналам. Входное и выходное отверстия для подачи и отвода греющего теплоносителя для каждого канала находятся на противоположных концах по длине пластины и связаны внутренними каналами с внешними подающим и отводящим трубопроводами. При этом два других отверстия для течения нагреваемого теплоносителя изолированы прокладками от теплообменного тракта. На следующей пластине уже первая пара изолирована от теплообменного канала, а вторая пара отверстий обеспечивает доступ в канал и отвод нагреваемого теплоносителя. Таким образом, в теплообменнике обеспечивается, как правило, поочередное противоточное течение теплоносителей в смежных каналах.

К преимуществам пластинчатого теплообменника [1–3] можно отнести компактность (120–660 м²/м³) и малый вес (в 6 раз меньше веса эквивалентного кожухотрубчатого теплообменника), высокую турбулентность потоков теплоносителей, обеспечивающих высокую эффективность теплообмена и эффект самоочистки поверхностей, возможность легкого наращивания мощности теплообменника путём добавления новых пластин, осуществление контроля и технического обслуживания. Пластинчатым теплообменникам свойственны высокие КПД – до 93 %.

Однако, пластинчатые теплообменники из-за конструктивных особенностей имеют значительно ограниченные диапазоны рабочих параметров.

Так, максимальное давление теплоносителя не может превышать 3 МПа, обычно номинальное давление составляет 1 МПа. Материал прокладок ограничивает и максимальную рабочую температуру – до 260 °С, поэтому, во избежание использования прокладок из дорогостоящих материалов, номинальная температура составляет 150 °С.

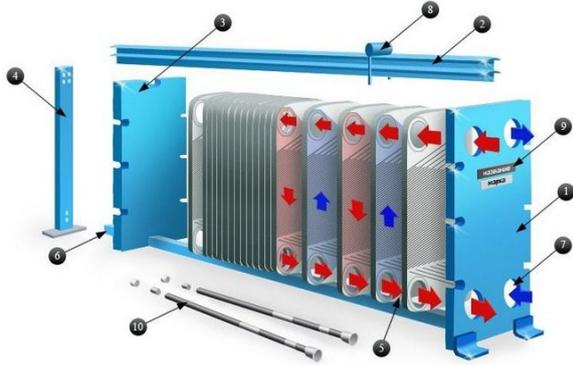


Рис. 1 – Общий вид пластинчатого теплообменника и схема движения теплоносителей:
 1 – передняя неподвижная плита; 2, 6 – верхняя и нижняя направляющие; 3 – задняя подвижная плита; 4 – задняя стойка (штатив); 5 – рабочая пластина с уплотнением; 7 – патрубки; 8 – ролики для перемещения пластин вдоль направляющих; 9 – шильд с названием и техническими данными; 10 – шпильки

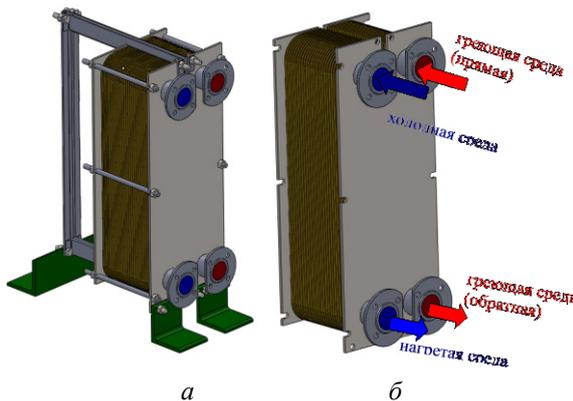


Рис. 2 – Пластинчатый теплообменник
 а – конструкция; б – CFD-модель расчета теплообмена и гидродинамики

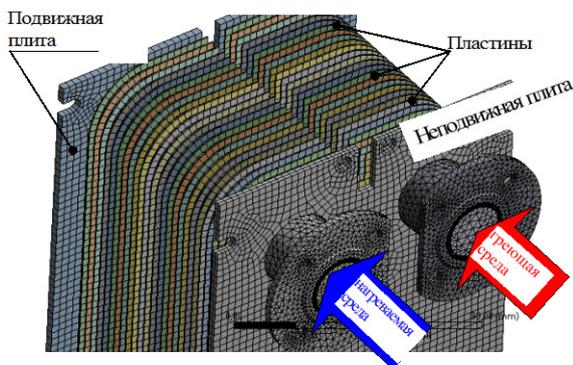


Рис. 3 – Элементы CFD-модели пластинчатого теплообменника

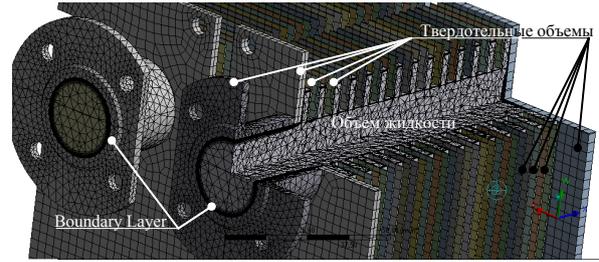


Рис. 4 – Элементы CFD-модели пластинчатого теплообменника

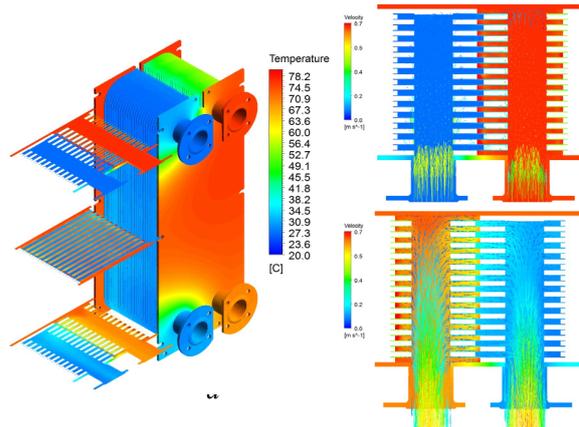


Рис. 5 – Распределение температур в пластинчатом теплообменнике:
 а – изменение температуры в алюминиевых пластинах; б – распределение температур нагреваемой среды; в – распределение температур греющей среды

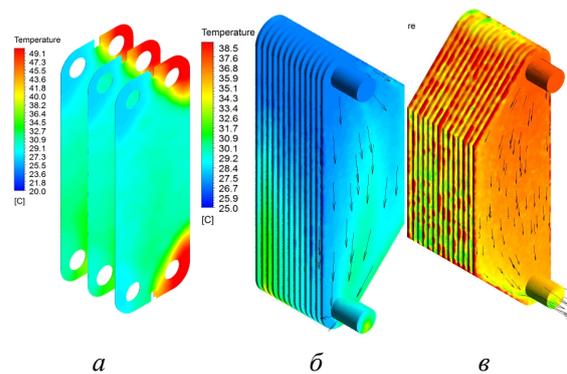


Рис. 6 – Распределение температур в пластинчатом теплообменнике:
 а – изменение температуры в алюминиевых пластинах; б – распределение температур нагреваемой среды; в – распределение температур греющей среды

Разработка и проектирование пластинчатого теплообменника включает ряд расчетов: тепловой, гидродинамический, прочностной, технико-экономический. Основным видом расчета является тепловой, который позволяет определить, при заданной тепловой мощности, требуемую площадь

поверхности теплообмена [1–3]. Однако, количественные соотношения для теплогидравлического расчета межпластинчатых каналов в широком диапазоне изменения их геометрических характеристик (высота, форма поперечного сечения, тип рельефа пластины) и гидродинамических условий течения в канале определены пока далеко не в полном объеме и не всегда физически обоснованы [1–3]. Объясняется это отсутствием строгих аналитических моделей и методов расчета, а также недостаточной разработкой численных методов расчета, расширяющих диапазоны изменения характеристик. Существует также дефицит надежных экспериментальных исследований, в том числе относительно детального выяснения существа механизма интенсификации теплообмена, а также возможных малоизученных особых гидродинамических режимов течения в геометрически сложных каналах пластинчатого теплообменника.

Методика CFD-моделирования теплообмена и течения в каналах пластинчатого теплообменника

Разработанная в CFD-модель представляет собой трехмерную модель пластинчатого теплообменника (рис. 2а) и позволяет рассчитывать тепло- и гидравлические характеристики потоков, движущихся в межпластинчатом пространстве. Процедура моделирования предполагает дискретизацию основных конструктивных элементов и жидкой фазы пластинчатого теплообменного аппарата с помощью неравномерных расчетных сеток, позволяющих представить физико-математическое описание течения внутри пространства между пластинами, которое основывается на численном решении усредненных по числу Рейнольдса уравнений Навье-Стокса, замкнутых с помощью RNG модели турбулентности с неравновесными пристенными функциями.

В качестве объекта моделирования использовалась разработанная авторами реально действующая конструкция пластинчатого теплообменника (предприятие «СИГМА-ИНЖИНИРИНГ», г. Киев). Конструкция состояла из отдельных пластин, разделенных резиновыми прокладками, двух плит (одной неподвижной, а другой прижимной), входных и выходных патрубков с различными видами соединений, комплекта жестко и герметично соединенных рабочих гладких пластин, специальных направляющих, резьбовых метизов и штуцеров для присоединения технологических трубопроводов (рис. 2а) и ее CFD-модель (рис. 2б).

Известно, что главным элементом теплообменника являются пластины, которые предназначены для передачи тепловой энергии одного теплоносителя другому. Обычно, для увеличения поверхности теплообмена и турбулизации потока теплоносителя проточная часть пластин выполня-

ется гофрированной или ребристой, причем гофры могут быть горизонтальными или расположены в «елку». Однако, существующими средствами CFD-моделирования, создание модели из таких пластин пока вызывает затруднения и сложности, поэтому авторы статьи рассматривают теплообменник, состоящий из 26-и гладких алюминиевых пластин. При этом, для моделирования тепловых характеристик реальная конструкция (рис. 2а) упрощена до вида, представленного на рис. 2б. Модель состоит из неподвижной и подвижной плит, входных и выходных патрубков и рабочих пластин. В каждой пластине по углам имеются четыре отверстия для прохода рабочих сред.

Для того чтобы каждая пластина омывалась двумя рабочими средами, с одной стороны – греющей, а с другой – нагреваемой. В CFD-модели все каналы, в которых течет, как греющая среда, так и нагреваемая, объединялись в два отдельных проточных объема, соответственно с греющей и нагреваемой средами. Передача теплоты осуществляется от одной среды к другой через разделяющую их стенку пластины (рис. 3).

Расчетные сетки внутри межпластинчатого канала представлены на рис. 4.

Как видно из рис. 3 по всему периметру объема, который моделирует текущую среду, расположена область так называемого *Boundary Layer*, которая содержит 20 ячеек в форме параллелепипеда. Высота первой ячейки у стенки составляет 10–6 м, что не противоречит рекомендациям [9]. Остальное пространство объема, вне области заим�ваемой *Boundary Layer*, заполняется неструктурированной расчетной сеткой, конечный элемент которой имеет форму тетраэдра.

Геометрические параметры пластины, выби- рались из табл. 1.

Таблица 1 – Геометрические параметры пластины из алюминия

Обозначение	Численное значение
Габариты ($L \times B \times \Delta$), мм	311×112×0,4
Площадь теплообмена, м ²	0,07
Вес, кг	0,1
Высота канала, м	0,0035
Диаметр отверстия для прохода среды, мм	25

Поставленная задача решалась в стационарной постановке с соблюдением требования достижения независимости решения от плотности расчетной сетки. В качестве граничных условий на входе в теплообменный аппарат устанавливались расходы и температуры сред участвующих в теплообмене. На выходе из теплообменного аппарата задавались условия постоянства расхода сред, при

этом перепад температур через теплообменный аппарат получено средствами *ANSYS-Fluent*.

В качестве греющей среды выбрано масло гидравлическое марки А/МГ-32-В/Агринол ISO VG 32 [10], а в качестве нагреваемой – дистиллированная вода. Теплофизические свойства воды и масла записывались в виде полиномиальных зависимостей от температуры. Температура масла и воды на входе, соответственно 80 °С и 15 °С. Расход масла, выбранный согласно рекомендаций [5] составлял 2,94 кг/с, при этом расход воды составлял 0,85 кг/с.

Результаты исследования теплообмена и течения в межпластинчатом канале теплообменника

На рис. 5а изображено температурное поле пластинчатого теплообменника расположенного в изометрии. На рис. 5б,в показаны направления движения потоков сред и величины их скоростей в сечениях по центру верхних и нижних подводящих патрубков.

Рис. 5 свидетельствует, что наиболее нагретой частью теплообменного аппарата является входной патрубок подвода греющей среды. Остальные патрубки принимают температуру текущей в них среды. Это следует из того, что в граничных условиях модели использованы условия тепловой изоляции внешней поверхности патрубков, при этом температура потока среды и стенок патрубков однородны.

Наиболее теплонапряженной частью теплообменного аппарата является передняя неподвижная плита.

На задней подвижной плите температурное поле практически равномерно из-за того, что она контактирует только с объемом, который заполнен греющей средой, а наружная ее поверхность теплоизолирована. Температура ее поверхности изменяется от 20 до 80 °С. Изменение температуры в алюминиевых пластинах (рис. 6а) находится в диапазоне от 49 до 30 °С. При этом на пластинах, в месте отверстий для перетекания сред, находятся области повышенной (около 45...69 °С) и пониженной (25...27 °С) температуры. Эти области возникают из-за отсутствия теплообмена между греющей и нагреваемой средами, что обусловлено конструктивными особенностями прокладки между пластинами и формой объемов течения сред (рис. 6б, в), построенных согласно геометрии прокладки.

Разработанная CFD-модель позволила рассчитать гидравлическое сопротивление пластинчатого теплообменника, как по греющей, так и по нагреваемой среде. Распределение абсолютных давлений в межпластинчатых каналах представлено на рис. 7а, б.

Согласно методике [5] потери давления в пластинчатом теплообменнике следует рассчитывать при помощи зависимости:

$$\Delta P = x \xi \frac{L_n}{d_3} \left(\frac{\rho w^2}{2} + \frac{\rho w_{шт}^2}{2} \right), \quad (1)$$

где x – число пакетов для данного теплоносителя, включенных последовательно, шт., d_3 – эквивалентный диаметр каналов; L_n – приведенная длина каналов, для данной конструкции равна ширине пластины (табл. 1); w и $w_{шт}$ – соответственно скорость теплоносителя в каналах и в штуцерах на входе и выходе (при скорости в штуцерах менее 2,5 м/с их гидравлическое сопротивление можно не учитывать); ξ – коэффициент, гидравлического сопротивления.

Для турбулентного режима течения коэффициент, гидравлического сопротивления можно рассчитать по зависимости [5]:

$$\xi = \frac{15}{Re^{0,25}}. \quad (2)$$

Расчет по формуле (1) позволил определить перепад давления через теплообменный аппарат, который составил 13,79 кПа, тогда, как при вычислении по CFD-модели (рис. 7) получено значение 13,63 кПа, что показывает их хорошее согласование.

Выводы

Основные выводы по проведенной работе следующие:

1. Полученные результаты позволяют успешно проводить инженерный анализ процессов теплообмена и гидродинамики в пластинчатом теплообменнике, оценивать влияние геометрических и режимных характеристик на эффективную работу теплообменника и определять теплогидравлические характеристики теплообменника.

2. Полученные результаты являются базовыми для расчета пластинчатых теплообменников с более сложными профилями межпластинчатых каналов со ступенчатыми и шевронными гофрами на пластинах.

3. Полученные результаты обеспечивают быстрое выполнение инженерных расчетов и позволяют своевременно вносить в документацию изменения, исключая необходимость их внесения на поздних этапах проектирования теплообменников.

4. Использование в инженерной практике современных систем автоматизации (*CAE, Computer Aided Engineering*) совместно с системами автоматического проектирования (*CAD, Computer Aided Design*) существенно ускоряет весь цикл разработки и изготовления новых конструкций пластинчатых теплообменников.

Список літератури

1. Барановский В. Н., Коваленко Л. М., Ястребенский А. Р. *Пластинчатые теплообменники*. Москва: Машиностроение, 1973. 678 с.
2. Петухова Б. С., Шикова В. К. *Справочник по теплообменникам*: в 2 т. Т. 1. пер. с англ. Москва: Энергоатомиздат, 1987. 560 с.
3. Мартыненко О. Г., Михалевица А. А., Шикова В. К. *Справочник по теплообменникам*: в 2 т. Т. 2. пер. с англ. Москва: Энергоатомиздат, 1987. 352 с.
4. Ведерникова М. И., Терентьев В. Б., Таланкин В. С., Юрьев Ю. Л. *Стандартное оборудование для переработки растительного сырья. Ч. IV. Теплообменные аппараты: справочные материалы* : учебное издание. Екатеринбург: УГЛТУ, 2007. 100 с.
5. Ведерникова М. И., Таланкин В. С. *Расчет пластинчатых теплообменников*. Екатеринбург: УГЛТУ, 2008. 29 с.
6. Хавин Г. Л. Расчет пластинчатого теплообменника с каналами разных типов в одном аппарате. *Проблемы машиностроения*. 2011. Т. 14, № 4. С. 40–45. ISSN 0131–2928.
7. Кошельник А. В., Морозов А. Е. Методика расчета пластинчатых теплообменников для утилизации тепла отходящих газов высокотемпературных теплотехнических систем. *Проблемы машиностроения*. 2011. Т. 14, № 2. С. 62–66.
8. Черемискина Н. А., Лавров В. В., Спиринов Н. А. Разработка компьютерной модели в пакете ANSYS для исследования работы пластинчатого теплообменника и проведения лабораторных работ. *Труды X Всероссийской научно-практической конференции (17–19 декабря 2015 г.) Сиб. гос. индустр. ун-т.* – Новокузнецк, 2015. С. 120–124.
9. Патанкар С. *Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости* : пер. с англ. / Под ред. С. Патанкар, В. Д. Виленского. Москва: Энергоатомиздат, 1984. 152 с.
10. <http://arlanda.com.ua/ua/product/maslo-gidravlichesкое-marki-a-marki-r/>.

References (transliterated)

1. Baranovskyy, V. N., Kovalenko, L. M., Yastrebenetskiy, A. R. (1973), *Plate heat exchangers*, Mashinostroyeniye, Moscow, 678 p.
2. Petukhova, B. S., Shikova, V. K. (1987), *Reference book on heat exchangers*, Vol. 1. Translated from English, Energoatomizdat, Moscow, 560 p.
3. Martynenko, O. G., Mikhalevicha, A. A., Shikova, V. K. (1987), *Reference book on heat exchangers*, Vol. 2. Translated from English, Energoatomizdat, Moscow, 352 p.
4. Vedernikova, M. I., Terent'yev, V. B., Talankin, V. S., Yur'yev, Yu. L. (2007), *Standard equipment for processing raw materials. Part IV. Heat exchangers: reference materials: educational edition*, UGLTU, Yekaterinburg, 100 p.
5. Vedernikova, M. I., Talankin, V. S. (2008), *Calculation of plate heat exchangers*, UGLTU, Yekaterinburg, 29 p.
6. Khavin, G. L. (2011), "Calculation of a plate heat exchanger with channels of different types in one apparatus", *Problems of mechanical engineering*, Vol. 14, Issue 4, pp. 40–45, ISSN 0131–2928.
7. Koshel'nik, A. V., Morozov, A. Ye. (2011), "Method for calculating plate heat exchangers for heat recovery of exhaust gases of high-temperature heat engineering systems", *Problems of mechanical engineering*, Vol. 14, Issue 2, pp. 62–66.
8. Cheremiskina, N. A., Lavrov, V. V., Spirin, N. A. (2015), "Development of a computer model in the ANSYS package for studying the operation of a plate heat exchanger and conducting laboratory works", *Trudy X Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii (17–19 dekabrya 2015 g.) Sib. gos. industr. un-t, Novokuznetsk*, pp. 12–124.
9. Patankar, S., Vilenskogo, V. D. (1984), *Numerical methods for solving problems of heat transfer and fluid dynamics*, Trans. with eng., Energoatomizdat, 152 p.
10. <http://arlanda.com.ua/ua/product/maslo-gidravlichesкое-marki-a-marki-r/>.

Посмунила (received) 24.01.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Рогачов Валерій Андрійович (Рогачев Валерий Андреевич, Rogachov Valeriy) кандидат технічних наук, доцент, кафедра атомних електричних станцій і інженерної епифізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; м. Київ, Україна; e-mail: valeriy_rogachov@ukr.net, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5489-874X>.

Баранюк Олександр Володимирович (Баранюк Александр Владимирович, Baranyuk Alexandr) – кандидат технічних наук, старший викладач, кафедра атомних електричних станцій і інженерної епифізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; м. Київ, Україна; e-mail: aleksandrW@i.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6008-6465>.

Рачинський Артур Юрійович (Рачинский Артур Юрьевич, Rachynskiy Artur) – кандидат технічних наук, асистент кафедри теплоенергетичних установок теплових і атомних електростанцій, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; м. Київ, Україна; e-mail: arturrachinskiy@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6622-1517>.