

DOI: 10.15514/ISPRAS-2021-33(5)-17



Тепловая нагрузка биметаллической оребренной трубки

¹ Е.С. Байметова, ORCID: 0000-0002-4534-0936 <pushina.e.s@gmail.com>¹ А.Ф. Гиззатуллина, ORCID: 0000-0003-4511-6122 <gialfi@mail.ru>² М.Р. Королева, ORCID: 0000-0001-5697-9199 <koroleva@udman.ru>¹ О.В. Мищенко, ORCID: 0000-0002-8835-1184 <mov@istu.ru>¹ Ф.Н. Пушкарёв, ORCID: 0000-0002-7666-5522 <feddokklgreat@gmail.com>¹ А.А. Чернова, ORCID: 0000-0001-8579-6279 <alicaaa@gmail.com>¹ Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова, 426000, Россия, г. Ижевск, ул. Студенческая, д. 7² Удмуртский федеральный научный центр, 426000, Россия, Ижевск, ул. Т. Барамзиной, д. 34

Аннотация. Работа посвящена вопросам численного моделирования сопряженной задачи теплообмена в установках замкнутого типа при использовании в качестве рабочих элементов оребренных биметаллических трубок с использованием инструментов пакета openFoam. Моделирование процесса теплопереноса в биметаллических трубках сопряжено с решением задачи определения контактного термического сопротивления на границе металл/металл. Рассматриваемая конструкция биметаллической трубки предполагает обжим медных шайб по поверхности алюминиевой цилиндрической трубы, вследствие чего контактная поверхность трубки является не изотропной по своим свойствам. Предложена математическая модель сопряженного теплообмена для сред воздух/биметалл/хладагент. Показаны особенности организации теплофизических процессов на границе контакта металлов и на границах сопряжения металл/воздух и металл/хладагент. Приведенные распределения температур и тепловых потоков позволяют оценить вклад каждого отдельного ребра в исследуемый процесс теплоотвода от воздушной среды. Показана эффективность рассмотренной технологии изготовления биметаллической оребренной трубки.

Ключевые слова: математическое моделирование; сопряженный теплообмен; биметалл; оребренная трубка

Для цитирования: Байметова Е.С., Гиззатуллина А.Ф., Королева М.Р., Мищенко О.В., Пушкарёв Ф.Н., Чернова А.А. Тепловая нагрузка биметаллической оребренной трубки. Труды ИСП РАН, том 33, вып. 5, 2021 г., стр. 271-282. DOI: 10.15514/ISPRAS-2021-33(5)-17

Благодарности: Исследование выполнено при финансовой поддержке ИжГТУ имени М.Т. Калашникова в рамках выполнения научного проекта №ЧАА/20-30-07.

Heat load of bimetallic ribbed tube

¹ E.S. Baimetova, ORCID: 0000-0002-4534-0936 <pushina.e.s@gmail.com>¹ A.F. Gizzatullina, ORCID: 0000-0003-4511-6122 <gialfi@mail.ru>² M.R. Koroleva, ORCID: 0000-0001-5697-9199 <koroleva@udman.ru>¹ O.V. Mishchenkova, ORCID: 0000-0002-8835-1184 <mov@istu.ru>¹ F.N. Pushkarev, ORCID: 0000-0002-7666-5522 <feddokklgreat@gmail.com>¹ A.A. Chernova, ORCID: 0000-0001-8579-6279 <alicaaa@gmail.com>¹ Kalashnikov Izhevsk State Technical University, 7, Studencheskaya st., Izhevsk, 426000, Russia² Udmurt Federal Research Center of the Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, 34, T. Baramzinoi st., Izhevsk, 426000, Russia

Abstract. This study is devoted to the problem of numerical modeling of the conjugate heat transfer in a closed-type power installation. The working elements of that are ribbed bimetallic tubes using the openFoam toolbox. The heat transfer process modeling in bimetallic tubes is associated with solving the problem of determining the value of the contact thermal resistance at the metal / metal interface. Considered design of a bimetallic tube involves crimping copper washers on the surface of an aluminum cylindrical tube. Hence, the contact surface of the tube is not isotropic in its properties. A mathematical model of conjugate heat transfer for air / bimetal / coolant medium is proposed. The features of the organization of thermophysical processes at the metal contact interface and at the metal / air and metal / coolant medium are shown. A qualitative comparison of the obtained results with the famous experimental data is carried out. Generalized temperature profiles in the rib longitudinal section are obtained by mathematical modeling. The given distributions of temperature and heat flux make it possible to estimate the contribution of each individual rib to the investigated heat removal process from the air environment. The efficiency of the considered technology of manufacturing a bimetallic finned tube is shown.

Keywords: mathematical modeling; conjugate heat transfer; bimetal; ribbed tube

For citation: Baimetova E.S., Gizzatullina A.F., Koroleva M.R., Mishchenkova O.V., Pushkarev F.N., Chernova A.A. Heat load of bimetallic ribbed tube. Труды ИСП РАН, том 33, вып. 5, 2021 г., стр. 271-282. DOI: 10.15514/ISPRAS-2021-33(5)-17

Acknowledgments. The research was carried out with the financial support of Kalashnikov ISTU within the framework of the scientific project No. ЧАА/20-30-07.

1. Введение

Неослабевающий [1-5] интерес исследователей к теплообменным аппаратам различных конструкций связан с активным внедрением оборудования требующего терморегулирования рабочих сред. Одним из наиболее распространенных видов теплообменных аппаратов [6] являются воздушные теплообменники, состоящие из пакета оребренных трубок. Простота конструкции и возможность управления ее эффективностью за счет компоновки пакета обеспечивает ее широкое распространение. При этом одним из методов дополнительного повышения эффективности теплосъема в таких устройствах является переход от монометалла, используемого в качестве материала для трубок, к биметаллу.

Оребрение гладкой трубы, в случае использования двух различных материалов для несущей трубы и ребер может быть выполнено с помощью ламелей, спиралевидных или кольцевых ребер. При этом, эффективность биметаллической связки достигается только за счет внешнего более теплопроводного слоя. В зависимости от типа оребрения используется тот или иной метод изготовления биметаллических трубок [7]. При спирально-винтовой навивке металлическая лента либо вдавливается в наружную поверхность несущей трубы, либо крепление проводится путём сваривания контактных поверхностей после их разогрева током высокой частоты. В случае изготовления методом накатки на несущую трубку крепится

дополнительная муфта, выполненная из другого материала, на которой методом накатывания выдавливаются рёбра (рис. 1). Для формирования кольцевого поперечного оребрения используется также метод раздачи труб гидравлическим давлением (протягивание дорна) (рис. 2). В этом случае контактная поверхность состоит из двух металлов, например, медных ребер и алюминиевой цилиндрической межреберной поверхности. Такая составная поверхность может обеспечить больший удельный теплосъем, однако ее применение [8, 9] ограничено недостаточной степенью изученности процессов теплопередачи.

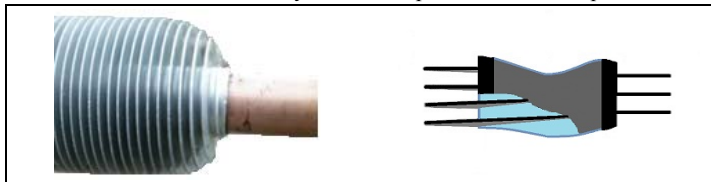


Рис. 1. Биметаллическая оребренная трубка, полученная по технологии напрессовки и накатки
Fig. 1. Bimetallic ribbed tube formed by pressing and knurling method

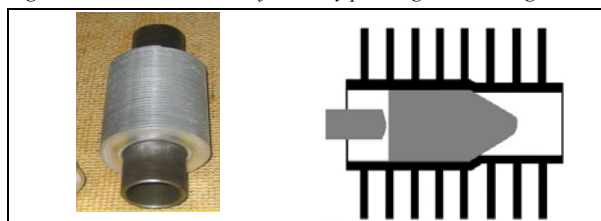


Рис. 2. Биметаллическая оребренная трубка, полученная по технологии раздачи трубы гидравлическим давлением
Fig. 2. Bimetallic ribbed tube formed by hydraulic expansion method

2. Математическая постановка

Процесс охлаждения внешнего потока при помощи биметаллических оребренных элементов, по которым движется хладагент, исследуется в рамках задачи сопряженного теплообмена одной оребренной трубки при задании условий симметрии на боковых гранях расчетной области, моделирующих, по сути, один поперечный ряд оребренных трубок. Геометрическая модель состоит из 44 доменов, характеризующихся различными теплофизическими свойствами (табл. 1). Первые два домена относятся к текучим сплошным средам. Это внешний охлаждаемый поток воздуха (gas), моделирующийся в рамках модели сжимаемой теплопроводной вязкой среды, и охлаждающая жидкость (liquid) – этиленгликоль, описываемая моделью вязкой несжимаемой теплопроводной жидкости. Рассматриваемая биметаллическая трубка выполнена в связке алюминий-медь. Отдельным доменом выступает цилиндрическая алюминиевая трубка (tube). Остальные домены – кольцевые медные ребра, стыкующиеся с несущей трубкой по внутренней поверхности (ribs).

Табл. 1. Теплофизические свойства материалов

Table 1. Thermal and physical properties of the materials

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Этиленгликоль (70%)		Алюминий	
Плотность	1100 кг/м ³	Плотность	2700 кг/м ³
Теплоемкость	3100 Дж/(кг*К)	Теплоемкость	920 Дж/(кг*К)
Вязкость	0.11 Па*с	Теплопроводность	236 Вт/(м*К)

Теплопроводность	0.32 Вт/(м*К)		
Воздух		Медь	
Теплоемкость	1007 Дж/(кг*К)	Плотность	8930 кг/м ³
Вязкость	18.5 мкПа*с	Теплоемкость	385 Дж/(кг*К)
Теплопроводность	0.025 Вт/(м*К)	Теплопроводность	401 Вт/(м*К)

Несущая трубка толщиной 2 мм выполнена из алюминия. Кольцевые медные ребра толщиной 1 мм и высотой 2 мм, размещены на трубке через каждые 5 мм. Таким образом, на трубке длиной 25 см размещено 41 ребро. Конфигурация скрепления несущей цилиндрической трубки с оребрением соответствует методу раздачи труб гидравлическим давлением (рис. 3).

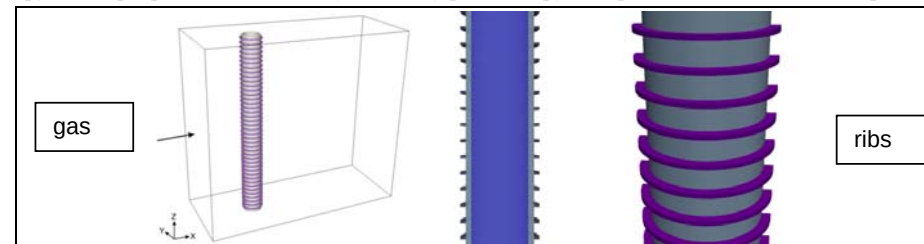


Рис. 3. Расчетная область
Fig. 3. Calculation domain

Моделирование проводится на основе решения уравнений сохранения текучих сред для доменов gas-liquid совместно с уравнением теплопроводности в твердом теле для областей tube-ribs.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) + F_i \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \frac{\partial \rho H u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial u_i \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial q_j}{\partial x_j} + F_i u_i \quad (3)$$

В системе уравнений (1)-(3) приняты следующие допущения: ρ – плотность среды; u_i – компоненты вектора скорости u ; p – давление; μ – динамический коэффициент вязкости; F_i – внешняя массовая сила, задается для хладагента для учета гравитации; $E = C_v T + 0.5 u_i^2$ – полная удельная энергия среды; $H = E + p / \rho = C_p T + 0.5 u_i^2 = h + 0.5 u_i^2$ – полная удельная энтальпия; $\tau_{ij} = 2\mu S_{ij} - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}$ – тензор вязких напряжений;

$S_{i,j} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$ – тензор скоростей деформаций; $q_j = \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j}$ – тепловой поток;

λ – коэффициент теплопроводности среды; T – температура.

В случае моделирования движения газообразных сжимаемых сред система уравнений (1) – (3) дополнялась уравнением состояния идеального газа

$$p = \rho R T, \quad (4)$$

где R - удельная газовая постоянная, а в случае моделирования несжимаемой жидкости – уравнением постоянства плотности среды

$$\rho = const. \tag{5}$$

Процесс переноса тепла в трубке описывается на основе уравнения

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \lambda \frac{\partial T}{\partial x_i}, \tag{6}$$

здесь c_p - удельная теплоемкость материала.

Основные граничные условия, используемые при численном моделировании, показаны в табл. 2. Кроме этого на непроницаемых стенках использовалось условие прилипания и условие симметрии на боковых границах домена gas.

Течение хладагента происходит сверху вниз с учетом действия объемной силы тяжести. При этом характеристики жидкости и средняя скорость течения позволяют моделировать движение в ламинарной постановке (число Рейнольдса равно 1000). В то же время течение воздуха с числом Рейнольдса равным примерно 8000 соответствует переходным режимам движения сред и требует учета эффектов турбулентности. Поэтому для расчета параметров в домене gas подключалась модель турбулентности Ментера [10]. Более подробное описание математической постановки исходной задачи сопряженного теплообмена можно найти в работе [11].

Табл. 2. Граничные условия

Table 2. Boundary conditions

Домены/границы	tube	ribs	вход	выход
gas	$\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial n} = \lambda_l \frac{\partial T_l}{\partial n}$ $T_g = T_l$	$\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial n} = \lambda_c \frac{\partial T_c}{\partial n}$ $T_g = T_c$	$u_g = 4 \text{ м/с}$ $T_g = 333 \text{ К}$	$p_g = 10^5 \text{ Па}$
liquid	$\lambda_l \frac{\partial T_l}{\partial n} = \lambda_l \frac{\partial T_l}{\partial n}$ $T_l = T_l$	-	$u_l = -1 \text{ м/с}$ $T_l = 213 \text{ К}$	$p_l = 10^5 \text{ Па}$
tube		$\lambda_l \frac{\partial T_l}{\partial n} = \lambda_c \frac{\partial T_c}{\partial n}$ $T_l = T_c$	-	-

Расчетная сетка построена с использованием утилит построения сеток blockMesh и topoSet пакета openFoam и содержит более 16 млн призматических элементов (рис.4). Домен gas содержит 11 млн., домен tube – 960 тыс., домен liquid – 3600 тыс. ячеек. Каждое ребро содержит 1920 ячеек. На границы сопряжения газ-металл приходится 172 тыс. граней, металл-жидкость 120 тыс. граней, на границу металл-металл 19 тыс. граней. Сетки на границах сопряжения gas/ribs/tube/solid являются согласованными.

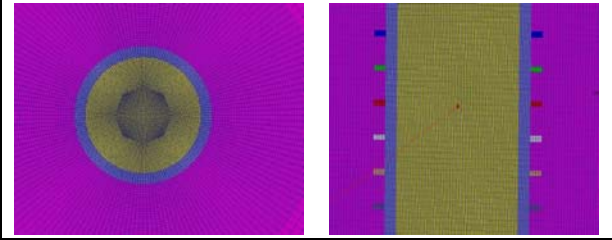


Рис. 4. Расчетная сетка
Fig. 4. Calculation mesh

Численное моделирование проводится на основе решателя chtMultiRegionSimpleFoam – стационарного решателя для моделирования задач сопряженного теплообмена. Для решения уравнения теплопроводности в трубке и ребрах используется стандартный метод сопряженных градиентов PCG. Для разрешения уравнений импульса, энергии, а также уравнений переноса турбулентных характеристик потока используется геометро-алгебраический многосеточный метод GAMG со сглаживанием по методу Гаусса-Зейделя. Используемые схемы приведены в таблице 3.

Исходная область была разделена на части для запуска решателя chtMultiRegionSimpleFoam в параллельном режиме. Использовался метод декомпозиции области scotch с разбивкой на 5 процессов.

Табл. 3. Расчетные схемы

Table 3. Numerical schemes

	Тип схемы	Ограничение
Gradient	cellLimited leastSquares	1
Divergence	bounded Gauss upwind	-
Laplacian	Gauss linear limited corrected	0.33
Interpolation	linear	-
Surface normal gradient	limited	0.5

Подробная валидация численных схем для задач внутренней гидродинамики приведена в работе [12], для задач внешней аэродинамики в работе [13], кроссплатформенная верификация решения задачи сопряженного теплообмена для пакета оребренных трубок представлена в работе [14].

3. Результаты расчета

При обтекании воздушным потоком одиночной оребренной трубки в донной части трубки, в области отрыва потока, образуются симметричные возвратные течения, конфигурация которых определяется отношением диаметра ребра к диаметру трубки. Расчетная структура (рис.5) качественно совпадает с экспериментальной, представленной в работе [15].

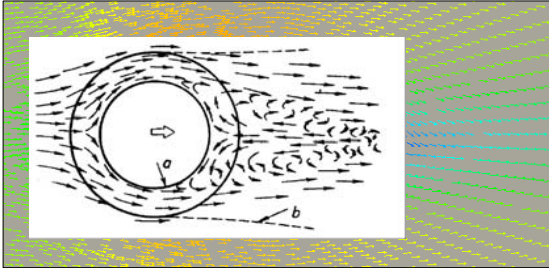


Рис. 5. Сопоставление расчетного и экспериментального [12] векторных полей
Fig. 5. Results comparison with experiment

В области отрыва потока (рис.5, область а) наблюдается незначительное уменьшение температуры (рис.6, а), обусловленное как образованием низкоскоростных возвратных течений, так и вторичным теплосъемом с донной части трубки. Положение области отрыва потока определяет область минимального теплосъема на внешней поверхности оребренной трубки (рис.6,б). Область контакта с набегающим потоком газа на переднюю кромку вплоть до боковой поверхности трубки обеспечивает максимальный теплосъем.

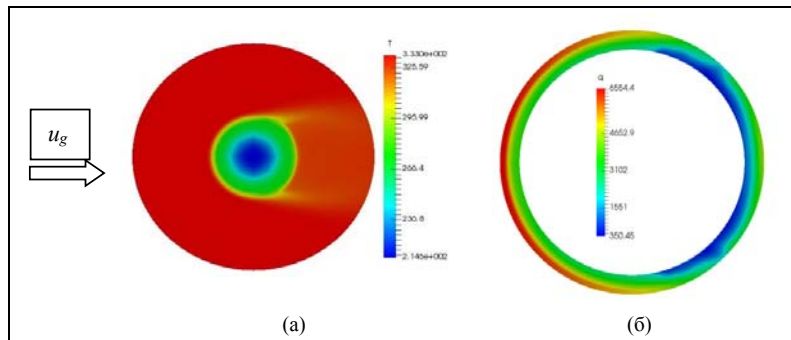


Рис. 6. Поле температур в сечении между ребрами (а) и тепловой поток на поверхности ребра (б)
Fig. 6. Temperature field between pair of ribs (a) and specific heat flux on the middle rib surface (b)

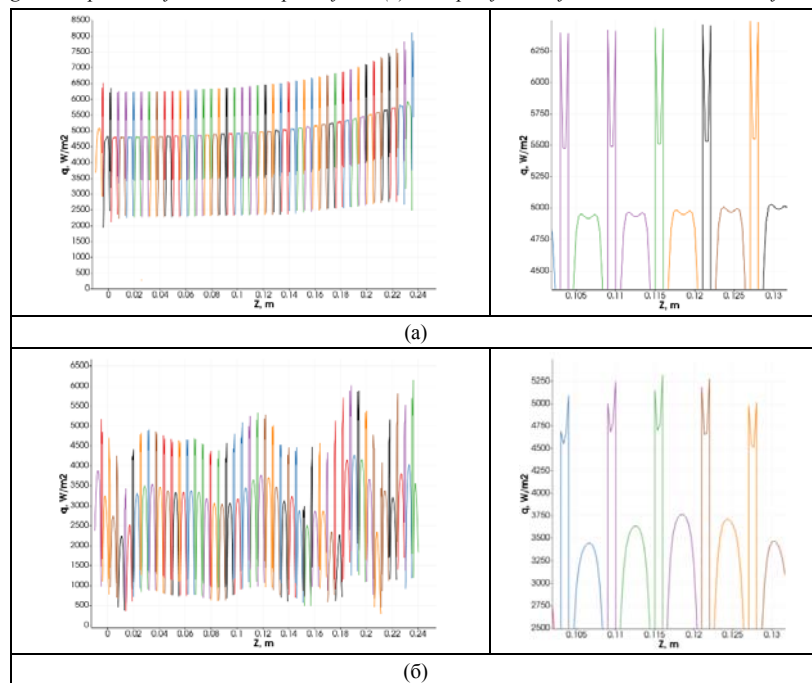


Рис. 7. Тепловой поток вдоль трубки в (а) лобовой и (б) кормовой точках
Fig. 7. Wall heat flux on the tube outer surface: (a) at the front point, (b) at the back point

Прогрев ребер и цилиндрической части трубки по длине не равномерен. На рис. 7 показано изменение удельного теплового потока по длине трубки в лобовой и кормовой точках. Вследствие ударного взаимодействия газового потока на переднюю часть трубки, тепловой поток в местах контакта с алюминиевой стенкой имеет ступенчатый характер изменения. На торцах медных ребер виден заметный спад теплового потока, в то время как на кромках наблюдается его резкое увеличение. В среднем, характер распределения удельного теплового потока для всех ребер и межреберных участков трубки одинаков. В отличие от лобовой части, в кормовой точке трубки теплосъем имеет более неравномерный характер (рис. 7б), что

обусловлено режимом течения за трубкой, а именно сформированными возвратными зонами и их неоднородностью по длине трубки. Уровень теплового потока на боковых поверхностях трубки также носит неравномерный характер и изменяется от 1000 до 7000 Вт/м².

U-образный профиль изменения температурного потока по высоте ребра может быть связан со срывом теплового пограничного слоя в области острой кромки ребра, при этом из рис. 7б видно, что распределение теплового потока по поверхности алюминиевой трубки между медными ребрами имеет косинусоидальную форму, что косвенно свидетельствует о перераспределении тепловых потоков в межреберном пространстве.

Сопоставление температурных профилей, построенных по линиям, направленным вдоль (кривая T_x) и поперек (кривая T_y) направлению движения потока газа и проходящих одновременно по газу, медному ребру, алюминиевой трубке и жидкости (рис. 8) позволяет оценить, как теплопроводность на границах gas/ribs, ribs/tube и tube/liquid в рассматриваемых областях, так и непосредственно оценить скорость и равномерность прогрева ядра потока хладагента. Несмотря на то, что в кормовой части трубки наблюдается самое значительное падение температуры газа, более интенсивно процесс теплоотдачи протекает на боковых поверхностях трубки.

Распределение температуры в трубке и по продольному сечению хладагента представлено на рис. 8б. Показаны профили температуры в лобовой (кривая T_front), кормовой (кривая T_back) зонах, в боковой части (кривая T_side) трубки, а также в ядре потока (кривая T_liquid). Распределение температур по высоте медного ребра, в сравнении с изменением температуры алюминиевой трубки позволяет оценить падение температуры потока газа при первичном взаимодействии с ребром (в лобовой области, соответствующей зоне торможения потока), составляющее от 273 К в верхней части трубки (на входе потока хладагента в трубку) до 255 К (при температуре набегающего потока 325 К и температуре на поверхности трубки от 264 К до 268 К), а падение температуры потока в зоне вторичного взаимодействия (в донной части, в областях возвратных течений) составляет, в среднем, 42 К, при средней температуре воздуха в возвратных течениях – 307 К и изменении температуры на поверхности трубки от 263 К до 267 К.

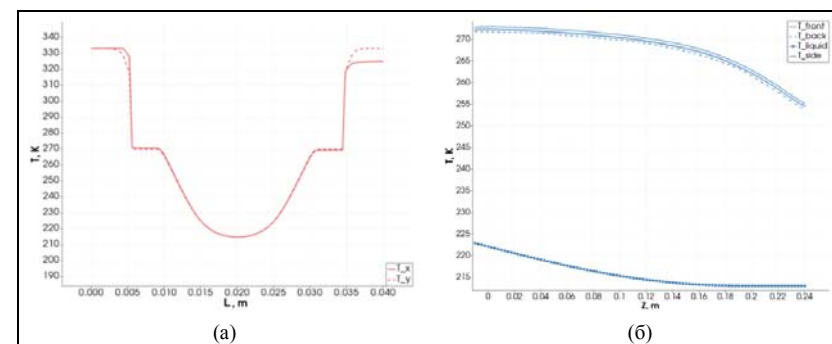


Рис. 8. Прогрев стенок трубки и жидкости: а) поперек трубки и б) по длине трубки
Fig. 8. Wall and liquid heating-up: (a) across tube and (b) along tube

Объемное изменение температуры представлено на рис. 9. Эффективное охлаждение набегающего потока газа единичной трубкой обеспечено только на участке до 1/3 длины трубки (то есть, в рассматриваемом случае, примерно, до 0.08 м), далее наблюдается устойчивый прогрев хладагента (рис. 8) с увеличением мощности теплового слоя в трубке до 80% от ее диаметра к выходному сечению трубки (0.25м).

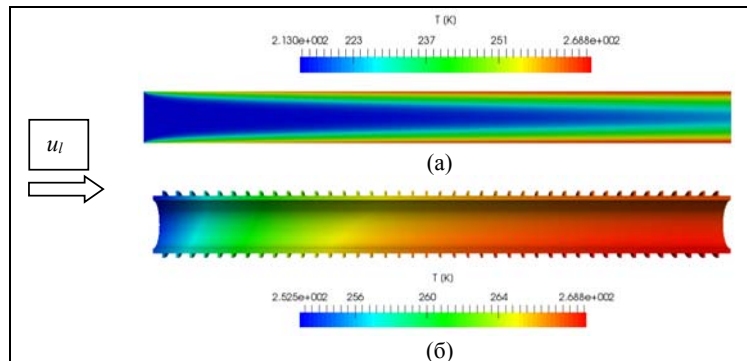


Рис. 9. Прогрев жидкости (а) в продольном направлении и (б) прогрев стенки
Fig. 9. Liquid heating-up (a) and wall heating-up (b)

Сопоставление графических данных на рис. 6-9 позволяет однозначно определить достигаемый первичный перепад температур при взаимодействии потока воздуха с охлаждающим элементом в виде оребренной трубки. Без учета зоны восстановления потока (в том числе восстановления температурного поля) за участком стабилизации течения после области возвратных течений, то есть в зоне лобовая область трубки/донная область трубки, достигаемый перепад температур, для рассматриваемого режима охлаждения, составляет (10-25) К на внешней кромке медных ребер и (1-2) К на поверхности алюминиевой трубки. Такое распределение температур косвенно свидетельствует как о работоспособности предложенной конструкции биметаллической оребренной трубки, так и об эффективности применения меди в качестве материала для кольцевого оребрения.

Необходимо отметить, что согласно [16] для расчета контактного сопротивления в сложной системе может быть использована следующая зависимость:

$$R_t = R_{t1} + R_{t2} = \frac{l_1}{\lambda_1 S_1} + \frac{l_2}{\lambda_2 S_2},$$

где l - длина участка тепловой цепи, м (высота медного ребра (1) и толщина алюминиевой трубки (2)), S - площадь поперечного сечения участка, м² (площадь кромки медного ребра и площадь поверхности межреберной поверхности алюминиевой трубки). Очевидно, что использование данного типа зависимости для расчета термического сопротивления оребренной трубки крайне нецелесообразно в виду его неудобства для сложной многосоставной системы. Альтернативная форма классического определения термического сопротивления предполагает учет перепада температуры и отводимого теплового потока:

$$R_t = R_{t1} + R_{t2} = \frac{(T_2 - T_1)_1}{q_1} + \frac{(T_2 - T_1)_2}{q_2},$$

согласно которому среднее термическое сопротивление системы медное ребро – алюминиевая трубка (для единичного ребра) в рассмотренном случае составляет 0.011 м²·К/Вт. При этом контактное сопротивление пары медь – алюминий в рассматриваемой системе остается неопределенным. Согласно работе [7], контактное термическое сопротивление может быть оценено аналогичной зависимостью, где в качестве перепада температур берется разница температур вблизи границы контакта, там же оценивается и подводимый тепловой поток. В этом случае, контактное термическое сопротивление на 1 ребро для рассматриваемой системы изменяется в диапазоне (0.0005÷0.002) м²·К/Вт.

4. Заключение

В работе проведено численное моделирование сопряженного теплообмена между внешним потоком горячего воздуха (температура 333 К) и хладагентом (температура 213 К), текущим по оребренной биметаллической трубке. Моделирование проводится с использованием инструментов пакета OpenFoam на основе решателя chtMultiRegionSimpleFoam, разработанного для решения задач сопряженного теплообмена.

Особенностью рассматриваемой биметаллической трубки является нестандартный тип оребрения, получаемый методом раздачи труб гидравлическим давлением. Данный тип производства оребренных трубок позволяет избежать наличия дополнительного металлического слоя, утяжеляющего рабочий элемент.

В работе сформулирована математическая модель сопряженного теплообмена для сред воздух/биметалл/хладагент. Показаны особенности организации теплофизических процессов на границе контакта металлов и на границах сопряжения металл/воздух и металл/хладагент и подтверждена эффективность технологии изготовления биметаллической оребренной трубки методом раздачи трубки гидравлическим давлением. Анализ результатов численного моделирования процесса охлаждения потока воздуха, при его взаимодействии с оребренной биметаллической трубкой, во внутренний канал которой подается хладагент, позволил оценить контактное термическое сопротивление на каждое из ребер трубки на границе алюминий/медь. Также получены оценки для термических сопротивлений системы в целом, справедливые для оребренных трубок алюминий/медь, имеющих не изотропную внешнюю поверхность.

Список литературы / References

- [1]. Федоров В.А., Мильман О.О. и др. Результаты экспериментально-расчетных исследований воздушного потока в циркуляционных воздушных конденсаторах паротурбинных установок. Вестник МГТУ им. Н.Э.Баумана. Сер. Машиностроение, № 5, 2015 г., стр. 87-105 / Fedorov V. A., Mil'man O. et al. Results of experimental and computational analysis of air flow in circle channels of air-cooled condensers of steam power plants. Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering, № 5, 2015, pp. 87-105 (in Russian).
- [2]. Du Toit C.G., Kroger D.G. Modelling of the recirculation in mechanical-draught heat exchangers. N&O JOERNAAL, vol. 9, № 1, 1993, pp. 2-8.
- [3]. Zhao W., Wang Q., Liu P. The experimental investigation of recirculation of air-cooled system for a large power plant. Energy and Power Engineering, № 2, 2010, pp. 291-297.
- [4]. Xing X., Xianming F. et al. Modeling and Simulation of an Air-cooling Condenser under Transient Conditions. Procedia Engineering, № 31, 2012, pp. 817-822.
- [5]. Чернов Н.С. Технико-экономическая оценка эффективности теплообменных аппаратов. Автомобильная промышленность, №3, 2011 г., стр. 33-35 / Chernov N. S. Evaluation of efficiency of heat exchangers (pipe coil) from pipes with edges on an external surface. Avtomobil'naya promyshlennost', № 3, 2011, pp. 33-35 (in Russian).
- [6]. Koroleva M.R., Saburova E.A., Chernova A.A. Studying the efficiency of cooling and resistance of ribbed tubular elements. Journal of Physics: Conference Series, vol. 1675, 2020, article no. 012009.
- [7]. Кунтыш В.Б., Пиир А.Э. Анализ тепловой эффективности, объемной и массовой характеристик теплообменных секций аппаратов воздушного охлаждения. Химическое и нефтегазовое машиностроение, no. 5, 2009 г., стр. 3-6. / Kuntyshev V.B., Piir A.E. Analysis of the thermal efficiency, volume, and weight characteristics of heat exchange sections of air cooling equipment. Chemical and Petroleum Engineering, vol. 45, no. 5-6, 2009, pp. 257-262.
- [8]. Дударев В.В., Филатов С.О., Карлович Т.Б. Методика расчета и анализ коэффициента теплопередачи биметаллических ребристых труб аппаратов воздушного охлаждения с неравномерным внешним загрязнением. Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ, том 60, № 3, 2017 г., стр. 237-255. / Dudarev V. V., Filatov S. O., Karlovich T. B. The Method of Calculation and Analysis of Heat Transfer Coefficient of Bimetallic Finned

- Tubes of Air Cooling Units with Irregular External Contamination. *Energetika. Proceedings of CIS higher education institutions and power engineering associations*, vol. 60, № 3, 2017, pp. 237-255 (in Russian).
- [9]. Бессонный А.Н., Кунтыш В.Б., Калейчик Т.П. Методика расчета тепловой и аэродинамической характеристик калориферов из биметаллических труб со спиральными накатными и навитыми алюминиевыми ребрами. *Вестник Международной академии холода*, no. 3, 2004 г., стр. 16-20. / Bessonnyj A.N., Kuntyshev V.B., Kalejchik T.P. Method for calculating the thermal and aerodynamic characteristics of air heaters made of bimetallic pipes with spiral rolling and wound aluminum fins. *Journal of International Academy of Refrigeration*, no. 3, 2004, pp. 16-20 (in Russian).
- [10]. Menter F.R., Kuntz M., Langtry R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. In *Proc. of the 4th international symposium on turbulence, heat and mass transfer*, 2003, 8 p.
- [11]. Gizzatullina A., Koroleva M. et al. Numerical investigation of cooling down and aerodynamic resistance processes in ribbed tubular elements. In *Proc. of the 2020 Ivannikov Ispras Open Conference*, 2020, pp. 142-149.
- [12]. Байметова Е.С., Гиззатуллина А.Ф., Пушкарев Ф.Н. Решение задачи сопряженного теплообмена в оребренной трубке с использованием OpenFoam. *Химическая физика и мезоскопия*, том 23, no. 2, 2021 г., стр. 154-164 / Baimetova E.S., Gizzatullina A.F., Pushkarev F.N. Solving the conjugate heat transfer problem in the ribbed tube with OpenFoam. *Chemical physics and mesoscopy*, vol. 23, no. 2, 2021, pp. 154-164 (in Russian).
- [13]. Gizzatullina A.A., Mishchenkova O.V., Pushkarev F.N. Applying the scalability apparatus to estimate the thermal efficiency of a single finned tube. *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 2057, 2021, article no. 012014.
- [14]. Koroleva M.R., Saburova E.A., Chernova A.A. Studying the efficiency of cooling and resistance of ribbed tubular elements. *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 1675, 2020, article no. 012009.
- [15]. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. М., Наука, 1982 г., 472 стр. / Zhukauskas A.A. Convective transfer in heat exchange devices. Moscow, Science, 1982, 472 p.
- [16]. Бендерский Б.Я. Техническая термодинамика и теплопередача: Курс лекций. М.-Ижевск, Институт компьютерных исследований, 2002 г., 264 стр. / Benderskij B.Ya. Technical Thermodynamics and Heat Transfer: Course of Lectures. M.-Izhevsk, Institute of Computer Science, 2002, 264 p.

Информация об авторах / Information about authors

Елена Сергеевна БАЙМЕТОВА – старший преподаватель кафедры Тепловые двигатели и установки. Сфера научных интересов: вычислительная гидрогазодинамика и интенсификация процессов теплообмена.

Elena Sergeevna BAIMETOVA is a Senior Lecturer at the Thermal Engines and Installations Department. Research interests: computational fluid dynamics and intensification of heat exchange processes

Альбина Фирдавесовна ГИЗЗАТУЛЛИНА – аспирант кафедры Тепловые двигатели государственного технического университета имени М.Т. Калашникова. Сфера научных интересов: математические методы решения задач сопряженного теплообмена.

Albina Firdavesovna GIZZATULLINA, postgraduate student of the Thermal Engines and Installations Department. Research interests: mathematical methods of solving problems of coupled heat exchange.

Мария Равилевна КОРОЛЕВА – кандидат физико-математических наук, доцент, старший научный сотрудник. Сфера научных интересов: математическое моделирование, разностные схемы, газовая динамика, гидродинамика, кавитация, теплообмен.

Maria Ravilevna KOROLEVA – Candidate of Physical and Mathematical sciences, Associate Professor, Senior Researcher. Research interests: mathematical modeling, difference schemes, gas dynamics, hydrodynamics, cavitation, heat exchange.

Ольга Владимировна МИЩЕНКОВА – кандидат физико-математических наук, доцент кафедры Тепловые двигатели и установки. Сфера научных интересов: математическое моделирование, разностные схемы.

Olga Vladimirovna MISHCHENKOVA – Candidate of Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor. Research interests: mathematical modeling, difference schemes.

Федор Николаевич ПУШКАРЕВ – аспирант кафедры Тепловые двигатели и установки. Сфера научных интересов: математическое моделирование, нейрокомпьютерные технологии, цифровая обработка данных.

Fyodor Nikolaevich PUSHKAREV is a postgraduate student at the Thermal Engines and Installations Department. Research interests: mathematical modeling, neurocomputer technologies, digital data processing.

Алена Алексеевна ЧЕРНОВА – кандидат технических наук, доцент кафедры Тепловые двигатели и установки. Сфера научных интересов: газодинамика, гидродинамика, конвективный теплообмен, теплопередача, математическое моделирование.

Alena Alekseevna CHERNOVA – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Thermal Engines and Installations. Research interests: gas dynamics, hydrodynamics, convective heat exchange, heat transfer, mathematical modeling.