

doi: 10.17586/2226-1494-2023-23-2-422-429

УДК 621.56

Моделирование тепло-гидродинамических процессов в испарителях низкотемпературных систем с внутриканальным кипением хладагентов

Ольга Сергеевна Апицына¹✉, Александр Александрович Малышев²,
Андрей Викторович Зайцев³, Ольга Сергеевна Малинина⁴

^{1,2,3,4} Университет ИТМО, Санкт-Петербург, 197101, Российская Федерация

¹ apitsyna.olga@yandex.ru ✉, <https://orcid.org/0000-0002-1896-2545>

² malyshev46@list.ru, <https://orcid.org/0000-0001-8845-0513>

³ zai_@inbox.ru, <https://orcid.org/0000-0003-0677-6320>

⁴ holodhol@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-1513-4672>

Аннотация

Предмет исследования. Внедрение новых типов теплообменных аппаратов с фазовыми переходами и решение задач оптимизации конструктивных и эксплуатационных характеристик являются приоритетными в рамках программы энергосбережения. Известные методики расчета тепло-гидродинамических параметров потока холодильных агентов часто не учитывают специфику процессов кипения при отрицательных температурах, а также в каналах малого проходного сечения. В данной работе представлены результаты моделирования теплообмена при кипении хладагентов в каналах испарителей теплохладоэнергетических комплексов с учетом истинных параметров потока. **Метод.** Предложенная математическая модель кипения рабочего вещества в каналах различной формы основана на истинных параметрах потока, подразумевающих знание площадей сечений канала, занятых каждой из фаз. Значение истинного объемного паросодержания обеспечивает наиболее корректное моделирование двухфазных потоков в широком диапазоне режимных и геометрических параметров. В работе использованы уравнения материального и теплового баланса в сочетании с уравнением теплопередачи от окружающей среды к кипящему хладагенту. В качестве эмпирической составляющей применена карта режимов течения. **Основные результаты.** Разработана программа расчета предложенной системы уравнений, которая на каждом временном шаге решается итеративно с применением метода конечных объемов. Выполнено сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными на моделях испарителей с каналами круглого и прямоугольного сечений с внутриканальным кипением холодильных агентов при положительной и отрицательной температурах насыщения. Показано, что погрешность расчетов не превышает 10 % для круглого и 20 % для прямоугольного проходного сечения. Результаты верификации показали возможность применения модели в рамках инженерных расчетов. **Практическая значимость.** Представленная математическая модель может быть положена в основу программ расчета существующих испарителей и при создании новых типов теплообменных аппаратов с внутритрубным кипением рабочего вещества. Рассмотренный метод позволяет оптимизировать как геометрические, так и тепло-гидродинамические параметры.

Ключевые слова

теплообмен, внутриканальное кипение, моделирование теплообмена, истинное объемное паросодержание, уравнение материального баланса, уравнение теплового баланса, уравнение теплопередачи

Ссылка для цитирования: Апицына О.С., Малышев А.А., Зайцев А.В., Малинина О.С. Моделирование тепло-гидродинамических процессов в испарителях низкотемпературных систем с внутриканальным кипением хладагентов // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2023. Т. 23, № 2. С. 422–429. doi: 10.17586/2226-1494-2023-23-2-422-429

Modeling of heat-hydrodynamic processes in evaporators of low-temperature systems with intrachannel boiling of refrigerants

Olga S. Apitsyna¹, Aleksandr A. Malyshev², Andrei V. Zaitsev³, Olga S. Malinina⁴

^{1,2,3,4} ITMO University, Saint Petersburg, 197101, Russian Federation

¹ apitsyna.olga@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-1896-2545>

² malyshev46@list.ru, <https://orcid.org/0000-0001-8845-0513>

³ zai_@inbox.ru, <https://orcid.org/0000-0003-0677-6320>

⁴ holodhol@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-1513-4672>

Abstract

The introduction of new types of heat exchangers with phase transitions and the solution of problems of optimizing the design and operational characteristics are a priority within the framework of the energy saving program. Known methods for calculating the heat-hydrodynamic parameters of the flow of refrigerants often do not take into account the specifics of boiling processes at low temperatures as well as in channels with a small flow area. This paper presents the results of modeling heat transfer during the boiling of refrigerants in the channels of evaporators of heat and cold energy complexes, taking into account the true flow parameters. The proposed mathematical model of the boiling of the working substance in channels of various shapes is based on the true flow parameters which imply knowledge of the channel cross-sectional areas occupied by each of the phases. The value of the true volumetric steam content provides the most correct modeling of two-phase flows in a wide range of regime and geometric parameters. The paper uses the equations of material and heat balance in combination with the equation of heat transfer from the environment to the boiling refrigerant. The map of flow regimes is used as an empirical component. A program has been developed for calculating the proposed system of equations which is solved iteratively at each time step using the finite volume method. Comparison of calculation results with experimental data on models of round and rectangular channels with intrachannel boiling of refrigerants at positive and negative saturation temperatures is performed. It is shown that the calculation error does not exceed 10 % for a round and 20 % for a rectangular flow section. The verification results showed the possibility of using the model in the framework of engineering calculations. The proposed mathematical model can be used as the basis for the calculation programs for existing evaporators and for the creation of new types of heat exchangers with in-tube boiling of the working substance. The proposed method allows optimizing both geometric and thermal-hydrodynamic parameters.

Keywords

heat transfer, intrachannel boiling, heat transfer modeling, true volumetric vapor content, material balance equation, heat balance equation, heat transfer equation

For citation: Apitsyna O.S., Malyshev A.A., Zaitsev A.V., Malinina O.S. Modeling of heat-hydrodynamic processes in evaporators of low-temperature systems with intrachannel boiling of refrigerants. *Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics*, 2023, vol. 23, no. 2, pp. 422–429 (in Russian). doi: 10.17586/2226-1494-2023-23-2-422-429

Введение

В последнее десятилетие большинство исследователей отдадут предпочтение концепции, гласящей, что общий тепловой поток $q_{\text{общ}}$ складывается из трех составляющих: теплообмена при пузырьковом кипении $q_{\text{кип}}$, конвективного теплообмена, обусловленного скоростью жидкости на входе в канал $q_{\text{конв}}$, и конвективного испарения $q_{\text{исп}}$ [1–5].

С учетом современных тенденций в научных работах появились экспериментальные исследования теплообмена при кипении в трубах диаметром менее 6 мм, а также в миниканалах с размером зазора 0,3–1 мм [6–15]. В ряде работ приведены результаты экспериментов с кипящими хладагентами в каналах [6, 7, 9, 15]. В работе [2] представлены основные модели кипения в стесненном пространстве и их применимость для поиска коэффициента теплоотдачи в миниканальных технологиях.

Математическая модель для кипения воды в прямоугольном миниканале [16] апробирована для условий энергетики с плотностью теплового потока более 3 МВт/м² и массовой скоростью до 500 кг/см². В [17] с применением кино съемки исследован диапазон массовых скоростей от 50 до 100 кг/см² и плотностью

теплового потока – 0,5–10 кВт/м². При сравнении режимов кипения [16] с результатами кино съемки течения в миниканале [17] обнаружено несоответствие форм течения, что объясняется различием условий кипения.

В работе [18] отмечено более чем 10-кратное максимальное расхождение экспериментов по кипению хладагента R134a в трубе с внутренним диаметром 6 мм и расчетов по наиболее известным эмпирическим методикам. Наиболее вероятные причины столь значительных расхождений — различия специфики течения при положительных и отрицательных температурах (с понижением температуры от 20 до минус 20 °C удельный объем пара увеличивается на порядок) и применение авторами методик расходных параметров фаз, которые, в отличие от истинных, имеют ограниченный физический смысл.

В результате выполненного анализа следует, что известные расчетные методики в основном относятся к условиям энергетики и не учитывают специфику техники низких температур. Также не рассмотрены закономерности тепло-гидродинамических процессов при кипении в каналах малого проходного сечения.

Цель работы — разработка математической модели и программы расчета тепло-гидродинамических параметров при кипении хладагентов в трубах и ка-

налах различной формы и размеров (коэффициенты теплопередачи, плотность теплового потока, скорости потока и скорости движения фаз, истинное и расходное паросодержание).

Математическая модель двухфазного потока

Предложенная модель рассматривает процессы кипения в каналах различной формы и размеров, включая кипения в: трубе ($\delta = 6\text{--}20$ мм); плотном пучке труб ($\delta = 3\text{--}6$ мм); щелевых каналах ($\delta = 1,5\text{--}2,5$ мм); миниканалах ($\delta = 0,5\text{--}1$ мм), где δ — определяющий размер, зависящий от геометрических характеристик канала.

Модель учитывает составляющие теплового потока ($q_{\text{кип}}, q_{\text{конв}}, q_{\text{исп}}$), а также нестационарную составляющую, позволяющую наиболее корректно оценить динамику кипящей жидкости. В процессе моделирования использованы истинные параметры фаз, наиболее корректно отражающие динамику потока (в отличие от часто применяемых расходных параметров).

Рассмотрим нестационарное течение кипящей жидкости в канале. Представим его системой уравнений: материального баланса, теплового баланса, теплопередачи и граничных условий.

На первом этапе опишем кольцевой режим в трубе круглого сечения диаметром $2R$ и длиной L , с плотностью теплового потока q . По длине трубу разделим на n элементов протяженностью Δz . Объем элемента равен V . Величина истинного объемного паросодержания ϕ равна объему элемента, занятого паром ϕV .

Введем понятие *эквивалентного диаметра канала* D произвольного сечения F , равного площади канала круглого сечения. Аналогично сформулируем понятие *эквивалентного диаметра паровой фазы* — диаметра круглого сечения, площадь которого F_g равна части площади внутреннего сечения трубы, занятой паром. Использование истинного объемного паросодержания и метода конечных объемов обеспечивает идентификацию режимов (принцип изоморфных преобразований) для различных эквивалентных диаметров и ориентации каналов. Метод конечных объемов подразумевает поиск полей макроскопических величин тепло-гидродинамических параметров (скорости, давления, температуры и др.) для некоторой замкнутой области течения жидкости, описывающих состояние среды во времени и удовлетворяющих физическим законам, сформулированным математически.

В начальный момент времени в канале находится жидкость при температуре насыщения, нагреваемая внешним источником тепла.

Установим граничные условия потока:

- начальная скорость потока w ;
- начальное $x_{\text{вх}}$ и конечное $x_{\text{вых}}$ паросодержания.

Рассмотрим i -й элемент канала (трубы) ($i = 1 \dots n$), в момент времени τ . После расчета всех элементов происходит переход к следующему моменту времени $\tau + \Delta\tau$. Если в момент времени τ известно распределение пара в канале, то, соответственно, известны эквивалентные радиусы пара на входе в элемент $R_{g,i}$ и на выходе $R_{g,i+1}$. При рассмотрении кольцевого режима и с учетом роста

паросодержания объем пара в i -м элементе $V_{g,i}$ определим как объем усеченного конуса:

$$V_{g,i} = \frac{1}{3}\pi(R_{g,i+1}^2 + R_{g,i}R_{g,i+1} + R_{g,i}^2)\Delta z,$$

а весь оставшийся объем занимает жидкость

$$V_{l,i} = V - V_{g,i}.$$

За период времени $\Delta\tau$ объем пара в элементе увеличивается в зависимости от величины теплоты парообразования и конвективного теплоподвода. Эквивалентные радиусы пара на входе и выходе из элемента принимают значения $R'_{g,i}$ и $R'_{g,i+1}$.

Получим уравнения объема пара и занимаемой жидкости в конце временного шага:

$$V'_{g,i} = \frac{1}{3}\pi(R_{g,i+1}^2 + R'_{g,i}R'_{g,i+1} + R_{g,i}^2)\Delta z,$$

$$V'_{l,i} = V - V'_{g,i}.$$

Уравнения материального баланса. В уравнение материального баланса заложено следующее положение: общее количество пара в i -м элементе канала равно сумме количества пара, образовавшегося за время $\Delta\tau$ в этом элементе, в результате испарения и пара, поступившего из предшествовавшего элемента ($i - 1$). В результате суммирования объемов пара увеличивается паросодержание и может измениться режим течения. В основе лежит одномерное уравнение неразрывности, утверждающее неизменность массы вещества во времени и пространстве [19]

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial (\rho u)}{\partial x} = 0,$$

где ρ и u — плотность и скорость рабочего вещества в проекции на ось x .

В момент времени τ объемные расходы пара на входе и выходе из элемента равны $G_{g,i}$ и $G_{g,i+1}$, а объемы поступившего и отведенного пара — $G_{g,i}\Delta\tau$ и $G_{g,i+1}\Delta\tau$. Принимая, что объем испарившейся жидкости равен $\Delta V_{l,iv}$, получим объем образовавшегося пара

$$\Delta V_{g,iv} = \Delta V_{l,iv}\rho_{l,i}\rho_{g,i}^{-1},$$

где $\rho_{l,i}$ и $\rho_{g,i}$ — плотности жидкой и паровой фаз в i -м элементе канала; индекс «iv» относится к процессу испарения жидкости в канале.

Уравнения материального баланса принимают вид

$$\Delta V_{g,i} = G_{g,i}\Delta\tau + \Delta V_{g,iv} - G_{g,i+1}\Delta\tau,$$

$$\Delta V_{l,i} = G_{l,i}\Delta\tau - \Delta V_{l,iv} - G_{l,i+1}\Delta\tau.$$

Прирост объемного расхода пара на выходе составит

$$\Delta G_{g,i} = (\Delta V_{g,iv} - \Delta V_{g,i})\Delta\tau^{-1}.$$

Уравнение теплового баланса. За основу принято одномерное нестационарное уравнение энергии

$$c_p \rho \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + u \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + q_v,$$

где c_p и λ — теплоемкость при постоянном давлении и теплопроводность рабочего вещества; T — температура в проекции на ось x ; q_v — объемная плотность тепловыделений.

В потоке продольная составляющая теплопереноса за счет теплопроводности пренебрежимо мала с конвективной составляющей, поэтому

$$c_p \rho \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + u \frac{\partial T}{\partial x} \right) = q_v.$$

Перейдем к конечным величинам. Теплота Q_i , полученная i -м участком за время Δt , в общем случае расходуется на нагрев $Q_{l,i}$ и испарение $Q_{i,v}$ жидкости, а также перегрев $Q_{g,i}$ пара:

$$Q_i = Q_{l,i} + Q_{i,v} + Q_{g,i}, \\ q_v = Q_i (V \Delta t)^{-1},$$

где доли теплоты: $Q_{i,v} = r_i \rho_{l,i} V_{l,i,v} = r_i \rho_{g,i} \Delta V_{g,i,v}$, $Q_{g,i} = c_{pg,i} \rho_{g,i} \bar{V}_{g,i} (\bar{t}_{g,i} - \bar{t}'_{g,i})$, $Q_{l,i} = c_{pl,i} \rho_{l,i} \bar{V}_{l,i} (\bar{t}_{l,i} - \bar{t}'_{l,i})$; $\bar{V}_{g,i}$ и $\bar{V}_{l,i}$ — средние за время Δt объемы фаз в элементе, которые являются однозначными функциями эквивалентных радиусов фаз; r_i — удельная теплота парообразования при средней температуре потока в i -м элементе; $c_{pg,i}$ и $c_{pl,i}$ — удельная теплоемкость паровой и жидкой фаз потока при средней температуре потока в элементе; $\bar{t}_{g,i}$ и $\bar{t}'_{g,i}$ — температуры жидкости на входе и выходе из элемента; $\bar{t}_{l,i}$ и $\bar{t}'_{l,i}$ — температуры пара на входе и выходе из элемента.

Уравнение теплопередачи от потока к окружающей среде имеет вид

$$Q_i = (t_{s,i} - \bar{t}_{p,i}) \left(\alpha_{s,i}^{-1} + \frac{\delta}{\lambda_p} \frac{F_{\text{нар}}}{F_{\text{вн}}} \right)^{-1},$$

где $t_{s,i}$ — средняя температура хладоносителя на участке; $\bar{t}_{p,i}$ — средняя температура внутренней поверхности стенки; $\alpha_{s,i}$ — приведенный коэффициент теплоотдачи со стороны окружающей среды; δ/λ_p — термическое сопротивление стенки канала; $F_{\text{нар}}/F_{\text{вн}}$ — отношение наружной и внутренней площадей канала.

Режимы течения кипящего потока. Специфика конкретного течения определяется методикой расчета истинного объемного паросодержания, а также способом прогнозирования режимов течения. В качестве эмпирических составляющих используем уравнение для истинного объемного паросодержания и карту режимов течения [20], апробированные на ряде хладагентов и воде, кипящих в трубах и миканалах:

$$\phi_{i+1} = \beta_{i+1} - 0,06 \beta_{i+1} (1 - \beta_{i+1})^{0,5} \times \\ \times [\sigma_{i+1} We_{i+1} (g D^2 \rho_{l,i+1} \text{Re}_{m,i+1})^{-1}]^{-0,23} (p_0 p_c^{-1})^{-0,15},$$

где $We_{i+1} = \sigma_{i+1} [g D^2 (\rho_{l,i+1} - \rho_{g,i+1})]^{-1}$ — число Вебера; β_{i+1} — объемное расходное паросодержание потока; σ_{i+1} — коэффициент поверхностного натяжения; g — ускорение свободного падения; $\text{Re}_{m,i+1}$ — число Рейнольдса, определенное по скорости смеси; p_0 и p_c — давление насыщения и критическое давление хладагента; D — эквивалентный диаметр исследуемого канала.

При определении границ режимов течения кипящей жидкости применим карту режимов течения [20]. Площадь межфазовой поверхности и гидравлический радиус паровых пузырей определим с помощью геометрической интерпретации режимов (рис. 1).

Поскольку форма парового конгломерата при пузырьковом режиме — сфера (рис. 1, а), то его размер характеризуется радиусом пузырька r_b . При снарядном режиме (рис. 1, б) он представляет собой цилиндрический снаряд с радиусом снаряда r_s , его протяженностью l_{sg} и расстоянием между ними l_{sl} . В расслоенном режиме (рис. 1, с) паровая фаза занимает верхнюю часть круглого канала радиусом R и может быть вычислена через угол распределения жидкости ε .

В рамках обеспечения принципа изоморфного преобразования рассмотрим кольцевой режим в качестве основного режима течения двухфазного потока (рис. 1, д). Объем паровой фазы при данном режиме определяет объем усеченного конуса с радиусами на входе r_{a1} и выходе r_{a2} из элемента:

$$V_a = \frac{1}{3} \pi dz (r_{a1}^2 + r_{a1} r_{a2} + r_{a2}^2).$$

Найдем радиус r_{a2} при известном r_{a1} из определения истинного паросодержания:

$$\phi = \frac{V_a}{V} = \frac{r_{a1}^2 + r_{a1} r_{a2} + r_{a2}^2}{3 R^2},$$

площадь межфазовой поверхности

$$F_{\text{мф}} = \pi (r_{a1} + r_{a2})$$

и гидравлический радиус

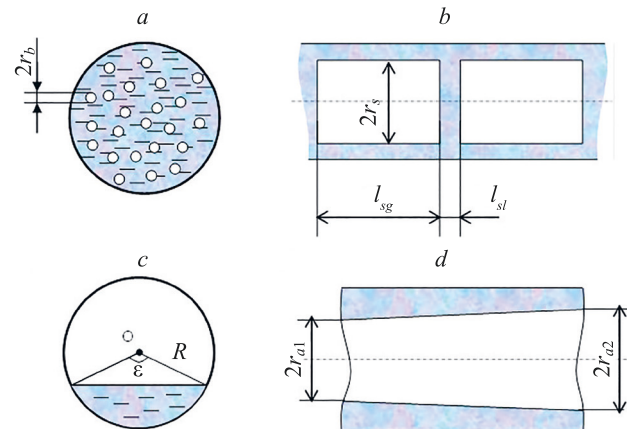


Рис. 1. Режимы течения двухфазного потока: пузырьковый (а); снарядный (б); расслоенный (с); кольцевой (д)

Fig. 1. The regimes of a two-phase flow: bubble (a); slug (b); stratified (c); annular (d)

$$r = 0,5(r_{a1} + r_{a2}).$$

Описание программы расчета

Система уравнений математической модели двух-фазного потока на каждом временном шаге решим итеративно методом конечных приближений с помощью

специально написанной программы на языке программирования Фортран. Блок-схема модели представлена на рис. 2. С помощью программы в зависимости от заданных условий могут быть определены: общее количество передаваемой теплоты Q ; плотность теплового потока q ; коэффициент теплопередачи k ; площадь теплопередающей поверхности F .

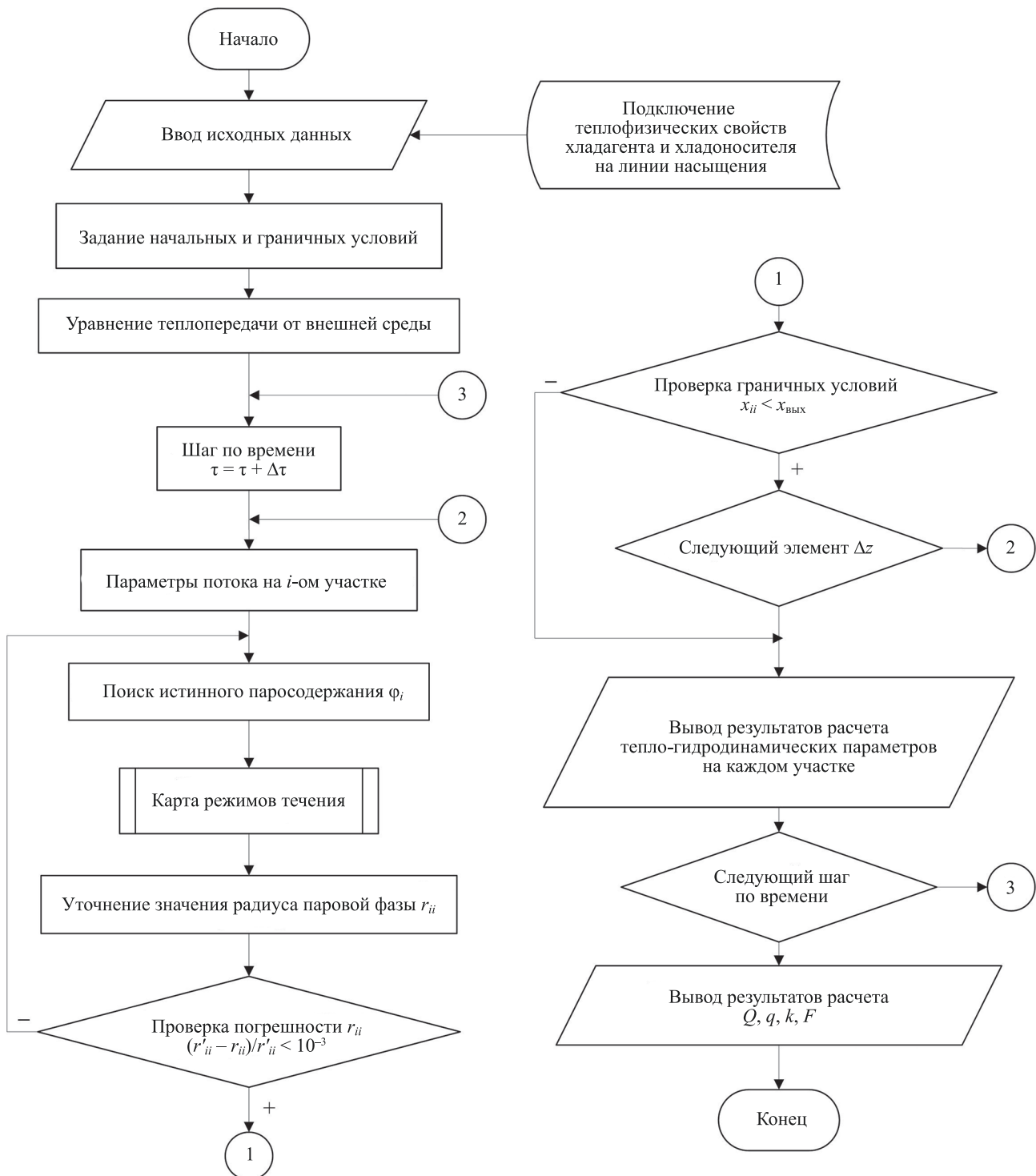


Рис. 2. Обобщенная блок-схема модели расчета процессов кипения в канале

Fig. 2. Generalized block diagram of the model for calculating boiling processes in a channel

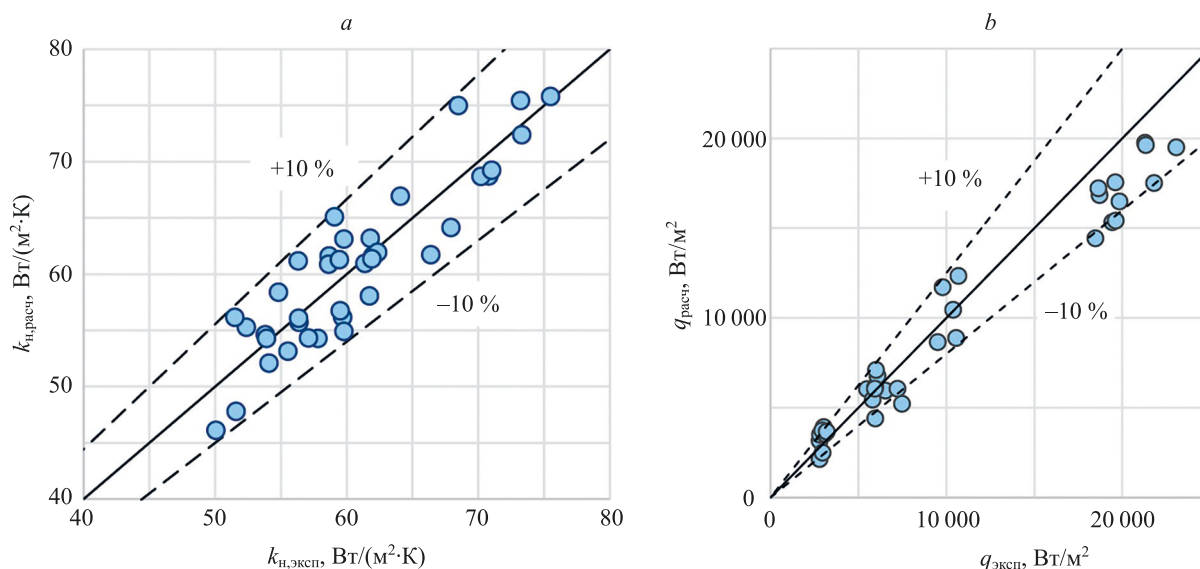


Рис. 3. Результаты сопоставления данных расчетов и экспериментов при кипении: R410a в трубах охлаждающей батареи с микро-оребрением (a) и R22 в гофрированном щелевом канале (b)

Fig. 3. Results of the data calculations comparison and experiments at boiling: R410a in the pipes of the cooling battery with micro-fins (a) and R22 in the corrugated slot channel (b)

Результаты апробации модели

Для проверки работоспособности математической модели выполним сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными по течению хладагентов в каналах различных форм. В качестве начальных исследований примем наиболее распространенные типы каналов — круглый и щелевой.

Для исследования каналов круглого сечения используем экспериментальные данные воздухоохладителя с внутритрубным кипением хладагента R410a, представленные в работе [21]. Каналом выбраны стальные трубы с внутренним диаметром 6,65 мм с микро-оребрением. Температура насыщения рабочего вещества изменяется в диапазоне от 6 до 12 °C на входе, температурный напор составил от 8 до 12,5 °C при массовом расходе хладагента от 0,04 до 0,06 кг/с. Сопоставление проведено по значению экспериментального $k_{n,эксп}$ и расчетного $k_{n,расч}$ коэффициентов теплопередачи отнесенных к внешней стороне змеевика (рис. 3, a). Коэффициент теплопередачи представляет собой отношение подведенной к каналу теплоты и среднего логарифмического температурного напора. Видно, что полученные результаты находятся в границах отклонения в 10 % от экспериментальных данных, среднее отклонение составило меньше одного процента, что показывает работоспособность представленной модели для круглых каналов.

Сравнение данных щелевых каналов осуществлено с экспериментами, проведенными в работе [22]. Четыре гофрированные пластины площадью 0,15 $м^2$ каждая, собранные в пакет и сваренные между собой по контуру, образовывали три щелевых канала с зазором в 2 мм. Рабочим веществом выбран хладагент R22 при температуре насыщения минус 10 °C и входной скорости от 0,05 до 0,2 м/с, хладоносителем — водный раствор этиленгликоля. Сопоставление проведено по расчетной

$q_{расч}$ и экспериментальной $q_{эксп}$ плотностям теплового потока (рис. 3, b). Величина плотности теплового потока определена количеством теплоты, подведенной к каналу, отнесенной к площади теплопередающей поверхности. В результате видно, что порядка 80 % полученных данных находятся в границах точности равной 20 %, при этом среднее отклонение расчетов от экспериментальных данных составило 15 %. Это удовлетворительный результат для инженерных расчетов.

Также отдельно исследован вопрос сходимости и устойчивости используемой разностной модели. Получено, что наилучшим методом определения соотношения между шагом по времени и шагом по координате с точки зрения минимизации различия результатов при двойном уменьшении шага является численный эксперимент. Уменьшение шага по координате приводит к повышению точности, но и необходимости существенного уменьшения шага по времени и ухудшения сходимости. В приведенных результатах шаг по времени равен 0,1 с при делении исследуемых каналов на 100 участков.

Заключение

Установлено, что известные методики расчета тепло-гидродинамических параметров кипящего потока, находятся в зависимости от геометрических и теплофизических параметров, что ограничивает область их применения и приводит к существенным расхождениям полученных результатов при изменении исходных данных. Кроме того, большинство методик не учитывают специфику процессов кипения в испарителях холодильных машин и тепловых насосов, что приводит к некорректности получаемых результатов.

Предложена математическая модель движения рабочего вещества внутри канала испарителя и основанная на ней программа расчета тепло-гидродинамических

характеристик внутриканального процесса кипения. Работоспособность применимости модели проверена на круглом и прямоугольном сечениях, процент погрешности не превышает 10 % для труб и 20 % для щелевых каналов, что является удовлетворительным

Литература

1. Мезенцева Н.Н., Мезенцев И.В., Мухин В.А. Теплообмен при пузырьковом кипении неазеотропных смесей в горизонтальных трубах // Вестник Новосибирского государственного университета. Серия: Физика. 2016. Т. 11. № 3. С. 46–52.
2. Апицына О.С., Малышев А.А., Малинина О.С., Арно М.Д., Бубнов К.А., Захарова В.Ю. Расчет локальной теплоотдачи при кипении рабочих веществ в тесном пространстве // Вестник Международной академии холода. 2021. № 2. С. 79–87. <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2021-20-2-79-87>
3. Zhou Z., Fang X., Li D. Evaluation of correlations of flow boiling heat transfer of R22 in horizontal channels // The Scientific World Journal. 2013. V. 2013. P. 458797. <https://doi.org/10.1155/2013/458797>
4. Niño V.G., Hrnjak P.S., Newell T.A. Characterization of Two-phase Flow in Microchannels: ACRC Technical Report 202. University of Illinois at Urbana-Champaign, 2002. 98 p.
5. Lockhart R., Martinelli R. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes // Chemical Engineering Progress. 1949. V. 45. N 1. P. 39–48.
6. Saitoh S., Daiguji H., Hihara E. Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2007. V. 50. N 25-26. P. 5215–5225. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.06.019>
7. Bertsch S.S., Groll E.A., Garimella S.V. A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2009. V. 52. N 7-8. P. 2110–2118. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.10.022>
8. Yan C., Wei C., Zhang S.S. Research on the flow boiling characteristics of water in a multi-furcated tree-shaped mini-channel // Advanced Materials Research. 2013. V. 629. P. 691–698. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.629.691>
9. Kuntha U., Kiatsiriroat T. Boiling Heat Transfer Coefficient of R22 refrigerant and its alternatives in horizontal tube: small refrigerator scale // Songklanakarin Journal of Science and Technology. 2002. V. 24. N 2. P. 243–253.
10. Kawahara A., Mansour M.H., Sadatomi M., Law W.Z., Kurihara H., Kusumaningsih H. Characteristics of gas-liquid two-phase flows through a sudden contraction in rectangular microchannels // Experimental Thermal and Fluid Science. 2015. V. 66. P. 243–253. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.03.030>
11. Shah M. Comprehensive correlation for dispersed flow film boiling heat transfer in mini/macro tubes // International Journal of Refrigeration. 2017. V. 78. P. 32–46. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.03.019>
12. Mercado M., Wong N., Hartwig J. Assessment of two-phase heat transfer coefficient and critical heat flux correlations for cryogenic flow boiling in pipe heating experiments // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2019. V. 133. P. 295–315. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.12.108>
13. Goto D., Santoso A., Takehira T., Aslam A., Kawahara A., Sadatomi M. Pressure drop for gas and non-newtonian liquid two-phase flows across sudden expansion in horizontal rectangular mini-channel // Journal of Mechanical Engineering and Automation. 2016. V. 6. N 11–12. P. 51–57. <https://doi.org/10.5923/j.jmea.20160603.02>
14. Tibiriça C.B., Ribatski G. Flow boiling heat transfer of R134a and R245fa in a 2.3 mm tube // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2010. V. 53. N 11–12. P. 2459–2468. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.01.038>
15. Ховалыг Д., Бараненко А.В. Методы расчета градиента давления двухфазного потока при течении в малых каналах // Вестник Международной академии холода. 2012. № 1. С. 3–10.
16. Shashwat J., Prasanna J., Sateesh G. Modeling of pressure drop and heat transfer for flow boiling in a mini/micro-channel of rectangular cross-section // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2019.

результатом. Модель требует дальнейших проверок на современных типах каналов, таких как миниканалы, и впоследствии может быть применена для расчетов и оптимизации различных типов теплообменных аппаратов.

References

1. Mezentseva N.N., Mezentsev I.V., Mukhin V.A. At nucleate boiling heat transfer zeotropic mixtures a horizontal tubes. *Vestnik NSU. Series: Physics*, 2016, vol. 11, no. 3, pp. 46–52. (in Russian)
2. Apitsyna O.S., Malyshev A.A., Malinina O.S., Arno M.D., Bubnov K.A., Zakharova V.Yu. Calculation of local heat transfer at refrigerant boiling in confined space. *Journal of International Academy of Refrigeration*, 2021, no. 2, pp. 79–87. (in Russian). <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2021-20-2-79-87>
3. Zhou Z., Fang X., Li D. Evaluation of correlations of flow boiling heat transfer of R22 in horizontal channels. *The Scientific World Journal*, 2013, vol. 2013, pp. 458797. <https://doi.org/10.1155/2013/458797>
4. Niño V.G., Hrnjak P.S., Newell T.A. *Characterization of Two-phase Flow in Microchannels: ACRC Technical Report 202*. University of Illinois at Urbana-Champaign, 2002. 98 p.
5. Lockhart R., Martinelli R. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes. *Chemical Engineering Progress*, 1949, vol. 45, no. 1, pp. 39–48.
6. Saitoh S., Daiguji H., Hihara E. Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, vol. 50, no. 25–26, pp. 5215–5225. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.06.019>
7. Bertsch S.S., Groll E.A., Garimella S.V. A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, vol. 52, no. 7–8, pp. 2110–2118. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.10.022>
8. Yan C., Wei C., Zhang S.S. Research on the flow boiling characteristics of water in a multi-furcated tree-shaped mini-channel. *Advanced Materials Research*, 2013, vol. 629, pp. 691–698. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.629.691>
9. Kuntha U., Kiatsiriroat T. Boiling Heat Transfer Coefficient of R22 refrigerant and its alternatives in horizontal tube: small refrigerator scale. *Songklanakarin Journal of Science and Technology*, 2002, vol. 24, no. 2, pp. 243–253.
10. Kawahara A., Mansour M.H., Sadatomi M., Law W.Z., Kurihara H., Kusumaningsih H. Characteristics of gas-liquid two-phase flows through a sudden contraction in rectangular microchannels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2015, vol. 66, pp. 243–253. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.03.030>
11. Shah M. Comprehensive correlation for dispersed flow film boiling heat transfer in mini/macro tubes. *International Journal of Refrigeration*, 2017, vol. 78, pp. 32–46. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.03.019>
12. Mercado M., Wong N., Hartwig J. Assessment of two-phase heat transfer coefficient and critical heat flux correlations for cryogenic flow boiling in pipe heating experiments. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, vol. 133, pp. 295–315. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.12.108>
13. Goto D., Santoso A., Takehira T., Aslam A., Kawahara A., Sadatomi M. Pressure drop for gas and non-newtonian liquid two-phase flows across sudden expansion in horizontal rectangular mini-channel. *Journal of Mechanical Engineering and Automation*, 2016, vol. 6, no. 11–12, pp. 51–57. <https://doi.org/10.5923/j.jmea.20160603.02>
14. Tibiriça C.B., Ribatski G. Flow boiling heat transfer of R134a and R245fa in a 2.3 mm tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010, vol. 53, no. 11–12, pp. 2459–2468. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.01.038>
15. Khovalyg D., Baranenko A.V. Methods for calculating the pressure gradient of a two-phase flow when flowing in small channels. *Journal of International Academy of Refrigeration*, 2012, no. 1, pp. 3–10. (in Russian)
16. Shashwat J., Prasanna J., Sateesh G. Modeling of pressure drop and heat transfer for flow boiling in a mini/micro-channel of rectangular cross-section. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019,

- V. 140. P. 1029–1054. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.089>
17. Krause F., Schüttenberg S., Fritsching U. Modelling and simulation of flow boiling heat transfer // *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*. 2010. V. 20. N 3. P. 312–331. <https://doi.org/10.1108/09615531011024066>
 18. Малышев А.А., Малинина О.С., Калимжанов Д.Е., Сухов П.С., Куадио К.Ф. Сравнительный анализ расчета теплообмена при внутриканальном кипении хладагентов // *Вестник Международной академии холода*. 2020. № 1. С. 34–39. <https://doi.org/10.17586/1606-4313-2020-19-1-34-39>
 19. Зайцев А.В. Разработка алгоритма решения уравнений Навье–Стокса для течения криогенной жидкости в трубе // *Вестник Международной академии холода*. 2011. № 3. С. 37–42.
 20. Малышев А.А., Мамченко В.О., Киссер К.В. Теплообмен и гидродинамика двухфазных потоков хладагентов: учебно-методическое пособие. СПб.: Университет ИТМО, 2016. 116 с.
 21. Кошелев С.В. Повышение энергоэффективности судовых холодильных машин путем выбора рациональных режимов кипения хладагента в испарителях: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.08.05. Калининград, 2019. 213 с.
 22. Земсков Б.Б. Исследование теплообмена и гидродинамики при кипении фреонов в вертикальных каналах сложной формы: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Ленинград: ЛТИХП, 1978, 216 с.

Авторы

Апицына Ольга Сергеевна — ассистент, Университет ИТМО, Санкт-Петербург, 197101, Российская Федерация, [sc 57398309300](https://orcid.org/0000-0002-1896-2545), <https://orcid.org/0000-0002-1896-2545>, apitsyna.olga@yandex.ru

Малышев Александр Александрович — кандидат технических наук, доцент, доцент, Университет ИТМО, Санкт-Петербург, 197101, Российская Федерация, [sc 57213486021](https://orcid.org/0000-0001-8845-0513), <https://orcid.org/0000-0001-8845-0513>, malyshev46@list.ru

Зайцев Андрей Викторович — кандидат технических наук, доцент, доцент, Университет ИТМО, Санкт-Петербург, 197101, Российская Федерация, [sc 57203587690](https://orcid.org/0000-0003-0677-6320), <https://orcid.org/0000-0003-0677-6320>, zai_@inbox.ru

Малинина Ольга Сергеевна — кандидат технических наук, доцент, доцент, Университет ИТМО, Санкт-Петербург, 197101, Российская Федерация, [sc 57203591145](https://orcid.org/0000-0002-1513-4672), <https://orcid.org/0000-0002-1513-4672>, holodhol@mail.ru

Authors

Olga S. Apitsyna — Assistant, ITMO University, Saint Petersburg, 197101, Russian Federation, [sc 57398309300](https://orcid.org/0000-0002-1896-2545), <https://orcid.org/0000-0002-1896-2545>, apitsyna.olga@yandex.ru

Aleksandr A. Malyshev — PhD, Associate Professor, Associate Professor, ITMO University, Saint Petersburg, 197101, Russian Federation, [sc 57213486021](https://orcid.org/0000-0001-8845-0513), <https://orcid.org/0000-0001-8845-0513>, malyshev46@list.ru

Andrei V. Zaitsev — PhD, Associate Professor, Associate Professor, ITMO University, Saint Petersburg, 197101, Russian Federation, [sc 57203587690](https://orcid.org/0000-0003-0677-6320), <https://orcid.org/0000-0003-0677-6320>, zai_@inbox.ru

Olga S. Malinina — PhD, Associate Professor, Associate Professor, ITMO University, Saint Petersburg, 197101, Russian Federation, [sc 57203591145](https://orcid.org/0000-0002-1513-4672), <https://orcid.org/0000-0002-1513-4672>, holodhol@mail.ru

Статья поступила в редакцию 28.11.2022
Одобрена после рецензирования 26.01.2023
Принята к печати 14.03.2023

Received 28.11.2022
Approved after reviewing 26.01.2023
Accepted 14.03.2023



Работа доступна по лицензии
Creative Commons
«Attribution-NonCommercial»