

УДК 621.56

# Методика моделирования теплопереноса в испарителях теплохладоэнергетических комплексов при кипении рабочего вещества в мини и макро-каналах

О. С. АПИЦЫНА<sup>1</sup>, канд. техн. наук А. А. МАЛЫШЕВ<sup>2</sup>, канд. техн. наук А. В. ЗАЙЦЕВ<sup>3</sup>,  
канд. техн. наук О. С. МАЛИНИНА<sup>4</sup>, В. Е. ИГНАТЬЕВ<sup>5</sup>

<sup>1</sup>apitsyna.olga@yandex.ru, <sup>2</sup>malyshev46@list.ru, <sup>3</sup>zai\_@inbox.ru,  
<sup>4</sup>holmash\_malinina@mail.ru, <sup>5</sup>ignatiev.vitaliy19@mail.ru

Университет ИТМО

*Актуальность работы связана с необходимостью совершенствования методологии расчета процессов теплопереноса в аппаратах теплохладоэнергетических комплексов, что обусловлено внедрением высоких технологий в энергетическое аппаратостроение. В результате анализа известных расчетных методик и их сопоставления установлены расхождения результатов, превышающие 500%, что в основном объясняется использованием их авторами расходных параметров фаз. Анализ математических моделей при кипении жидкостей в каналах показал их основную ориентацию на условия энергетики, что не в полной мере учитывает специфику техники низких температур. В данной работе рассматривается тепло-гидродинамическая модель процесса кипения хладагентов в каналах различных гидравлических диаметров. В предлагаемой модели в качестве эмпирической составляющей применены уравнения для истинного объемного паросодержания. В числе балансовых уравнений рассматриваются: уравнения материального и теплового баланса и уравнение теплопередачи, связывающее теплоперенос от кипящего хладагента к окружающей среде. Система представленных уравнений на каждом временном шаге решается итеративно методом конечных приближений с помощью специально написанной программы на языке программирования Fortran. При сопоставлении результатов расчетов по разработанной программе с данными экспериментов по испытанию воздухоохладителя показана адекватность модели.*

**Ключевые слова:** теплообмен, кипение в каналах, математическое моделирование тепло-гидродинамических параметров, истинное паросодержание, балансовые уравнения, уравнения теплопередачи.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 24.10.2022, одобрена после рецензирования 11.11.2022, принята к печати 15.11.2022

DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-4-52-59

Язык статьи — русский

**Для цитирования:**

Апицына О. С., Малышев А. А., Зайцев А. В., Малинина О. С., Игнатьев В. Е. Методика моделирования теплопереноса в испарителях теплохладоэнергетических комплексов с учетом нестационарности процесса кипения // Вестник Международной академии холода. 2022. № 4. С. 52–59. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-4-52-59

## Modelling heat transfer in the evaporators of heating-cooling energy systems taking into account nonstationarity of the boiling process

O. S. APITSYNA<sup>1</sup>, Ph. D. A. A. MALYSHEV<sup>2</sup>, Ph. D. A. V. ZAITSEV<sup>3</sup>, Ph. D. O. S. MALININA<sup>4</sup>, V. E. IGNATIEV<sup>5</sup>

<sup>1</sup>apitsyna.olga@yandex.ru, <sup>2</sup>malyshev46@list.ru, <sup>3</sup>zai\_@inbox.ru,  
<sup>4</sup>holmash\_malinina@mail.ru, <sup>5</sup>ignatiev.vitaliy19@mail.ru

ITMO University

*The relevance of the research is due to the improvements of techniques for calculation heat transfer processes in the heating-cooling energy systems, which result from implementing cutting-edge solutions in apparatus engineering. Upon analyzing and comparing common calculation techniques, it has been established that the divergence of their results exceeds 500%, mainly due to the using flow parameters of phases by their authors. Analysis of mathematical models for liquid boiling in the channels demonstrated their having been mainly oriented at energy industry conditions, which does not take into account the peculiarities of cryogenic engineering. In the paper, we consider a heat-hydrodynamic model for refrigerant boiling process of in the channels of various hydraulic diameters. In the model proposed, the equations for steam volume fraction are used as an empirical base. Among balance equations, we consider the equation of material and heat balance as well as heat-transfer equation that describes heat transfer form boiling refrigerant to the environment. The system of the equations at every time interval is solved iteratively by the method of finite approximations with a specialized FORTRAN-oriented program. The adequacy of the model is demonstrated by comparing the calculation results obtained from the program and the experimental data on the air-cooler test.*

**Keywords:** heat transfer, boiling in channels, mathematical modeling of heat-hydrodynamic parameters, real quality of vapor, balance equations and heat-transfer.

**Article info:**

Received 24/10/2022, approved after reviewing 11/11/2022, accepted 15/11/2022

DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-4-52-59

Article in Russian

**For citation:**

Apitsyna O. S., Malyshev A. A., Zaitsev A. V., Malinina O. S., Ignatiev V. E. Modelling heat transfer in the evaporators of heating-cooling energy systems taking into account nonstationarity of the boiling process. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2022. No 4. p. 52–59. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-4-52-59

**Введение**

В современном мире проблема энергосбережения является важнейшей, поскольку ее решение определяется повышением эффективности применяемого оборудования за счет, как конструктивных, так и оптимизационных решений.

Анализируя работу теплохладознергетических комплексов установлено, что показатели их эффективности в значительной степени зависят от величины необратимых потерь в теплообменных аппаратах. В частности, повышение коэффициентов теплопередачи в испарителях и конденсаторах холодильных машин и тепловых насосов на 30% приводят к увеличению коэффициентов трансформации до 70%.

В соответствии с этим, важнейшим трендом современности является разработка и внедрение новых типов теплообменных аппаратов, как правило с малым проходным сечением по рабочему веществу.

С. Г. Кандликாரом предложена следующая классификация каналов, которая может быть использована для определения геометрических параметров испарителей с внутриканальным кипением:

- традиционные каналы,  $D_h > 3$  мм;
- мини-каналы,  $200 \text{ мк} < D_h < 3$  мм;
- микроканалы,  $10 \text{ мк} < D_h < 200$  мк.

Внедрение новых высоких технологий аппаратостроения (миниканальные теплообменники, теплообменники со скрученными потоками и эффективной теплообменной поверхностью) требует повышенной точности и надежности методик расчета тепло-гидродинамических параметров, а также их оптимизации.

Целью данного исследования является разработка математической модели теплопередачи в испарителях с кипением внутри каналов в широком диапазоне режимных, геометрических параметров и теплофизических свойств рабочих веществ.

**Состояние вопроса**

В настоящее время существует множество работ, посвященных исследованию и расчету теплогидродинамических параметров в трубах и миниканалах. Вследствие сложности процесса теплообмена среди исследователей нет единой точки зрения о физической картине процесса теплопереноса, что приводит к существованию различных расчетных методик, часто противоречащих друг другу.

Сейчас можно считать установленным положение, изложенное в [1]–[4]. Суть положения, относящегося к кипению в трубах, на пучке труб и в миниканалах заключается в следующем: общий тепловой поток, передаваемый к кипящей жидкости, складывается из трех

составляющих – теплоотдаче при пузырьковом кипении на поверхности, конвекции, обусловленной в основном скоростью течения на входе в канал (трубу) и конвективным испарением пристенной пленки жидкости

$$q_{\text{общ}} = q_{\text{кип}} + q_{\text{конв}} + q_{\text{исп}}, \tag{1}$$

где  $q_{\text{исп}}$  — составляющая конвективного испарения от межфазовой поверхности, обусловленная динамикой изменения паросодержания по ходу движения кипящей жидкости в канале.

Уравнение (1) было положено в основу целого ряда расчетных методик, основанных на анализе локального теплообмена [2, 5].

Наибольшее распространение при подобном подходе получила модель раздельного течения Локхарта–Мартинелли [5]. В ее основе заложен параметр, характеризующий влияние двухфазного состояния потока на конвекцию. Одной из его модификаций является метод Данглера–Мартинелли.

В последней модели учет конвективного испарения производился с помощью массового расходного паросодержания  $X$  и физических свойств обеих фаз.

$$\frac{\alpha}{\alpha_{\text{конв}}} = 3,5 \left( \frac{1}{X_{\text{н}}} \right)^{0,5}, \tag{2}$$

где

$$X_{\text{н}} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,875} \left( \frac{\rho''}{\rho'} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu'}{\mu''} \right)^{0,125}. \tag{3}$$

Модель Чена учитывает все три составляющие теплопереноса в уравнении (1), а вклад конвективного испарения учитывается также с помощью массового расходного паросодержания.

$$\alpha = F\alpha_w + S\alpha_q;$$

$$\alpha_q = 12 \cdot 10^{-4} \left[ \frac{\lambda^{0,79} c_p^{0,45} \rho^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu^{0,29} r^{0,24} \rho^{0,24}} \right] x \Delta t_0^{0,24} \Delta P_s^{0,75} S_c; \tag{4}$$

$$\alpha_w = 0,023 \frac{\lambda}{d_0} \left[ \frac{G(1-x)}{\mu'} \right]^{0,8} \text{Pr}^{0,4} F_c, \tag{5}$$

где  $F_c = f(X_{\text{н}})$ ;  $S_c = f\left[\frac{G(1-x)}{\mu'}\right]^{1/4} F_c$ .

Модель Локхарта–Мартинелли и ее модификации, а также модель Чена, полученные в 40–60 годах прошлого века, признаны классическими и являются до настоящего времени одними из самых распространенных,

несмотря на то, что как показывает анализ [6]–[8], наилучшие результаты достигаются в основном для условий энергетики для кипения в трубах при больших паросодержаниях и значительных массовых скоростях.

Совместный учет составляющих пузырькового кипения, конвекции вынужденного движения и конвективного испарения получил наибольшее распространение в работах современных авторов, в основном посвященном кипению в стесненном пространстве [9]–[13].

Метод «трех составляющих» был применен в работах [2, 4]. В отличие от основной массы предыдущих исследований в работах этой серии было использовано истинное объемное паросодержание и истинные скорости фаз, которые в отличие от расходных являются наиболее точными во всем диапазоне режимных параметров.

Предложенный авторами метод истинных параметров, был успешно апробирован при обработке опытных данных при кипении хладагентов в трубах диаметром более 6 мм, а также, также при кипении смесей хладагентов в трубах большого диаметра [1].

Важнейшим вопросом является апробация и оценка точности известных расчетных зависимостей. Авторами статьи проведено сопоставление результатов расчета коэффициента теплоотдачи по наиболее распространенным методикам. Результаты сопоставления представлены на рис. 1.

Результаты проведенного анализа, свидетельствуют о расхождении результатов расчетов более, чем в 5 раз. Одной из главных причин неточности является использование большинством авторов расходных параметров

фаз, которые в отличие от истинных, при определенных значениях, расходных параметров теряют физический смысл.

Важнейшим направлением развития методологии расчета тепло-гидродинамических параметров кипящих потоков является математическое моделирование. К числу важнейших следует отнести модель теплообмена при пузырьковом кипении Г. Н. Кружилина, в которой рассматривались дифференциальные уравнения конвективного теплообмена жидкости, а именно энергии, движения и сплошности. Помимо этого, использовались уравнения движения парового пузыря, уравнение теплообмена на поверхности пузыря, а также учитывалось влияние числа центров парообразования на теплообмен [4].

Позже идеи Г. Н. Кружилина были применены современными исследователями при моделировании течения в каналах. В частности, в [14] основные идеи Г. Н. Кружилина использовались при описании процесса генерации пара, а далее предлагались классические уравнения количества движения, неразрывности, энергии для парожидкостная смеси.

Модель не рассматривает границы раздела фаз, заменяя их расчетом границ распределения паровой фазы. Фактически модель сводится к анализу эмульсионного течения, к которому относится также и пузырьковый режим.

Модель апробирована при сопоставлении с результатами экспериментов при кипении воды при больших тепловых потоках.

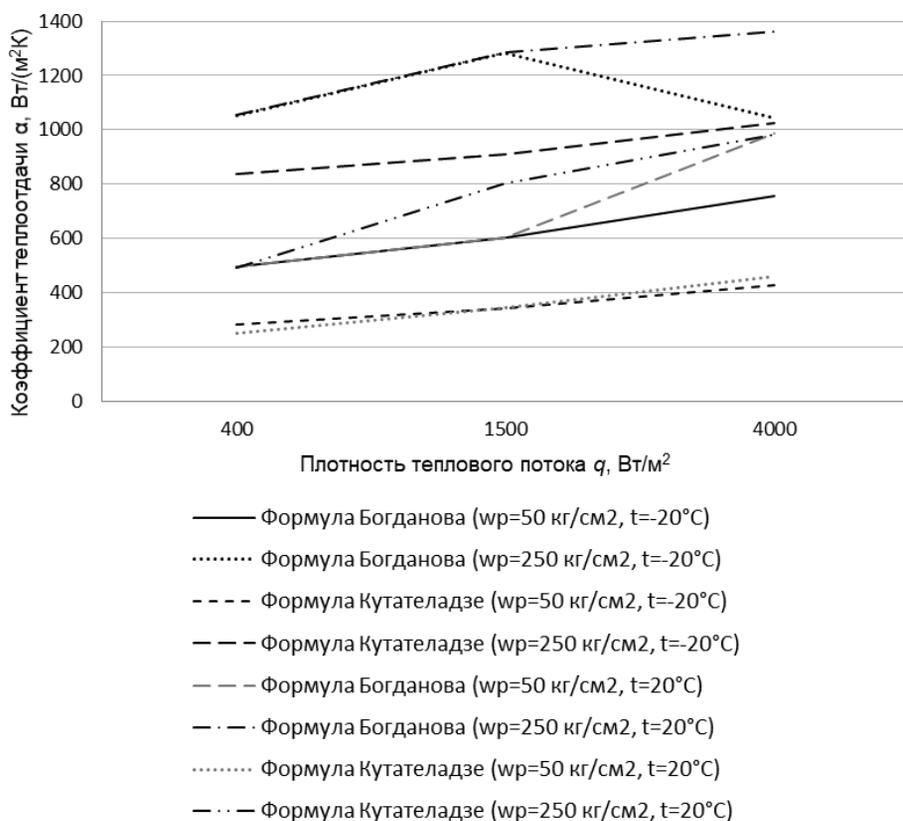


Рис. 1. Сопоставление расчетных данных, полученных по уравнениям [4]

Fig 1. Comparison of the design data obtained according to the equations [4]

Значительный интерес представляет математическая модель для кипения воды в прямоугольном миниканале размером  $0,42 \times 2,54 \times 25$  мм при тепловых потоках  $q > 300$  кВт/м<sup>2</sup>. Модель предусматривает два этапа развития процесса: этап зарождения и роста парового пузыря и этап теплоотдачи [15].

На первом этапе рассматривается рост парового пузыря до размера канала, на втором — рост пузыря в длину (удлиненная пузырьковая зона). Расчет теплоотдачи ведется для четырех зон (режимов): жидкая зона, зона вытянутого пузыря, зона частичного высыхания, зона полного высыхания. Рассматривается одномерная модель роста парового пузыря от входа в канал до зоны полного высыхания.

На первом этапе (близко к модели Г. Н. Кружилина) в жидкой зоне формулируются условия зарождения парового пузыря, а скорость его роста до размера канала оценивается с помощью критерия Якоба  $Ja = c'_p \Delta t \rho' / (r \rho'')$ .

Энергетический баланс в зоне «вытянутого пузыря» определяется уравнением (6):

$$qF_{\tau o} = \frac{d}{dt} (\rho'' F_{\text{баз}} h \cdot r), \quad (6)$$

здесь  $F_{\tau o}$  — поверхность нагрева канала;  $F_{\text{баз}}$  — поверхность пузыря, которая меняется от площади пузыря на первой зоне до максимальной площади перед высыханием;  $h$  — высота пузыря в прямоугольном канале.

Фактор времени оценивается с помощью формулы:

$$\tau = \frac{F_{\text{баз}} r A''}{qF_{\tau o}}. \quad (7)$$

Время задается в виде константы, зависящей в основном от соотношения постоянной величины поверхности нагрева  $F_{\tau o}$  и переменной поверхности  $F_{\text{баз}}$ , возрастающей по мере развития динамической составляющей потока. При этом динамика потока не связывается с паросодержанием.

Сравнивая зоны кипения, принятых в модели [15], и результаты киносъемки по исследованию кипения в миниканале [17], следует, что модель [15] несколько упрощает гидродинамическую картину течения. Однако, учитывая, что исследования [17] проводились в основном для условий холодильной техники, а [15] ближе к параметрам энергетических установок, различие в толковании режимов можно считать допустимым.

Из проведенного краткого обзора следует, что известные эмпирические зависимости расчета теплообмена приводят к значительным расхождениям результатов расчета. Известные методики, основанные на математических моделях в основном не учитывают специфику процессов кипения в низкотемпературных установках.

### Цель работы

1. Разработка математической модели и программы расчета тепло-гидродинамических параметров при кипении хладагентов в трубах и каналах различной формы и размеров.

2. Разработка программы теплового расчета испарителей холодильных машин и тепловых насосов с вду-триканальным кипением хладагентов.

### Математическая модель течения двухфазного потока

Исходя из ретроспективного анализа современных эмпирических методик расчета теплообмена при кипении в каналах, следует, что во всех случаях рассматривался стационарный процесс парообразования (уравнения 2, 4, 5). Тем ни менее, нестационарность в той или иной степени учитывается при моделировании процессов парообразования поскольку в пространстве и во времени количество пара возрастает по мере движения потока.

В данной работе, в развитии идеи нестационарности, представлена математическая модель расчета тепло-гидродинамических параметров кипящего потока в каналах различной формы, основанная на балансовых уравнениях.

#### 1. Уравнение материального баланса

Основой материального баланса является положение том, что пар, поступивший в контрольный объем, и пар, генерированный при кипении жидкости в объеме за время  $d\tau$  частично остается в контрольном объеме, а частично передается в  $i+1$  элемент. За этот период времени может измениться режим течения, а может просто увеличиться паросодержание.

В момент времени  $\tau$  объемные расходы пара на входе в элемент и выходе из него соответственно равны  $G_{g,i}$  и  $G_{g,i+1}$ . Объемы поступившего и отведенного пара из контрольного объема за время  $d\tau$ , как  $G_{g,i} d\tau$  и  $G_{g,i+1} d\tau$ .

Принимая, что объем испарившейся жидкости за период  $d\tau$  равен  $dV_{l,iv}$  то соответствующий объем образовавшегося пара

$$dV_{g,iv} = dV_{l,iv} \frac{\rho_{l,i}}{\rho_{g,i}}. \quad (8)$$

Уравнение материального баланса будет иметь вид:

$$dV_{g,i} = G_{g,i} d\tau + dV_{g,iv} - G_{g,i+1} d\tau; \quad (9)$$

$$dV_{l,i} = G_{l,i} d\tau + dV_{l,iv} - G_{l,i+1} d\tau. \quad (10)$$

Прирост объемного расхода пара на выходе:

$$dG_{g,i} = \frac{dV_{g,iv} - dV_{g,i}}{d\tau}. \quad (11)$$

Объемные расходы пара и жидкости на выходе из элемента:

$$G_{g,i+1} = G_{g,i} + dG_{g,i}; \quad (12)$$

$$G_{l,i+1} = G_{l,i} - dG_{g,i} \frac{\rho_{g,i+1}}{\rho_{l,i+1}}. \quad (13)$$

#### 2. Уравнение теплового баланса

$$\sum dQ_i = dQ_{l,i} + dQ_{i,v} + dQ_{g,i}. \quad (14)$$

Доля теплоты, затрачиваемая на испарение жидкости:

$$dQ_{i,v} = r_i \rho_{l,i} dV_{l,iv} = r_i \rho_{g,i} dV_{g,iv}.$$

Доля теплоты, затрачиваемая на нагрев пара:

$$dQ_{g,i} = c_{pg,i} \rho_{g,i} \overline{dV}_{g,i} (\bar{T}_{g,i} - \bar{T}'_{g,i}).$$

Доля теплоты, затрачиваемая на нагрев жидкости:

$$dQ_{l,i} = c_{pl,i} \rho_{l,i} \overline{dV}_{l,i} (\bar{T}_{l,i} - \bar{T}'_{l,i}).$$

### 3. Уравнение теплопередачи к окружающей среде в общем виде

$$dQ_i = \frac{(\bar{T}_{s,i} - \bar{T}_{p,i})}{\frac{1}{\alpha_{s,i}} + \frac{\delta}{\lambda_p} \frac{F_{\text{нр}}}{F_{\text{вн}}}}, \quad (15)$$

где  $\bar{T}_{p,i}$  — средняя температура внутренней поверхности стенки;  $\alpha_{s,i}$  — приведенный коэффициент теплоотдачи со стороны окружающей среды.

В качестве граничных условий были приняты:

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

### 4. Динамика двухфазного потока

Динамика двухфазного потока учитывается на этапе расчета материального баланса. При этом определяется прирост паровой фазы на  $i$ -м участке за счет подвода теплоты от окружающей среды. Показателем прироста является возрастание истинного паросодержания от  $\varphi_i$  до  $\varphi_{i+1}$ . Порядок расчета динамики потока следующий.

Скорость циркуляции:

$$w_0 = \frac{G_{l,1}}{F}. \quad (16)$$

Объемное расходное паросодержание:

$$\beta_{i+1} = \frac{1}{1 + \frac{G_{l,i+1}}{G_{g,i+1}}}. \quad (17)$$

Массовое расходное паросодержание:

$$x_{i+1} = \frac{G_{g,i+1} \cdot \rho_{g,i+1}}{G_{l,1} \cdot \rho_{l,1}}. \quad (18)$$

Скорость смеси:

$$w_{m,i+1} = w_0 \left[ 1 + x_{i+1} \frac{\rho_{l,i+1}}{\rho_{g,i+1} - 1} \right]. \quad (19)$$

Истинное объемное паросодержание в макроканале [16]:

$$\varphi_{i+1} = \beta_{i+1} - 0,06 \beta_{i+1} (1 - \beta_{i+1})^{0,5} \left[ \frac{\text{Fr}_{m,i+1}}{\text{Re}_{m,i+1}} \right]^{-0,23} \left( \frac{p_0}{p_c} \right)^{-0,15}. \quad (20)$$

При решении задачи был выбран подход, изложенный в работе [18], в которой было проведено численное решение упрощенного вида уравнения Навье–Стокса для течения вязкой жидкости в канале.

Рассматривая упрощенное уравнение Навье–Стокса, сделаны следующие допущения: поперечные составляющие вектора скорости пренебрежимо малы, по сравнению с продольной составляющей скорости  $w$ .

В результате принятых допущений, исходное уравнение в двухмерной постановке приобретает вид:

$$\frac{d\omega}{d\tau} = \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 w}{dx^2} + \frac{\partial^2 w}{dy^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = 0. \quad (21)$$

Принимая, что  $\frac{\partial p}{\partial z} = 0$ , то в конечных разностях получаем:

$$w_{i,j}^{n+1} = w_{i,j}^n + \frac{\nu}{\rho} \left( \frac{w_{i-1,j}^n - 2w_{i,j}^n + w_{i+1,j}^n}{\Delta x^2} + \frac{w_{i,j-1}^n - 2w_{i,j}^n + w_{i,j+1}^n}{\Delta y^2} \right) \Delta \tau. \quad (22)$$

Индексы  $i, j$  соответствуют узлам пространственной сетки, а индекс  $n$  — текущему узлу временной сетки. Производная по времени аппроксимирована разностью вперед, а вторые производные по координате — центральными разностями.

При решении уравнения методом численным методом, было установлено существенное влияние разностной системы  $\Delta x, \Delta y, \Delta t$  на устойчивость и сходимость итерационного процесса.

Под сходимостью подразумевается приближение результата конечно-разностного решения к решению исходного уравнения при измельчении сетки. При этом необходимым условием сходимости является выполнение условий устойчивости, а именно минимизации погрешности при переходе от узла к узлу в разностной сетке. Установлена связь необходимого количества итераций в зависимости от соотношения шагов по координате и по времени.

В программу заложена методика прогнозирования режимов течения хладагентов в трубах и миниканалах [16] и при этом использовался принцип изоморфного преобразования, заключающейся в идентификации режимов при одинаковых значения истинного паросодержания. Методика прогнозирования режимов течения и расчет истинных параметров приведены расчетный алгоритм смены режимов течения представлены в работе [16].

Система представленных уравнений на каждом временном шаге решается итеративно методом конечных приближений с помощью специальной программы на языке Fortran. Укрупненная блок-схема модели представлена на рис. 2. Ниже приводятся пояснения по параметрам, входящим в блок-схему.

Блок 1. Задаются геометрические параметры канала: протяженность  $L$ , внутренний  $R_u$  и наружный  $R_v$  радиусы; параметры кипящего потока: температура  $t_0$  и давление  $p_0$  на входе, массовый расход  $G_m$ ; параметры внешнего потока: температура на входе  $t_s$ , скорость движения  $w$ , массовый расход  $G_{m1}$ , теплофизические характеристики; количество элементов  $n$ , время одного шага  $\tau$ .

Блок 2. Задаются начальные и граничные условия потока. Считаем, что на входе насыщенная жидкость. Радиус паровой фазы  $R_i$  может меняться от 0 до  $R_u$ ,  $R_{i=1}=0$ , степень массового паросодержания  $x$  от 0 до 1,  $x_{i=1}=0$ , начальная скорость паровой фазы  $w_{i=1}=0$ . Начальные температуры внутреннего и внешнего потока —  $t_{i=1}=t_0$ ,  $t_{m=1}=t_s$ , соответственно.

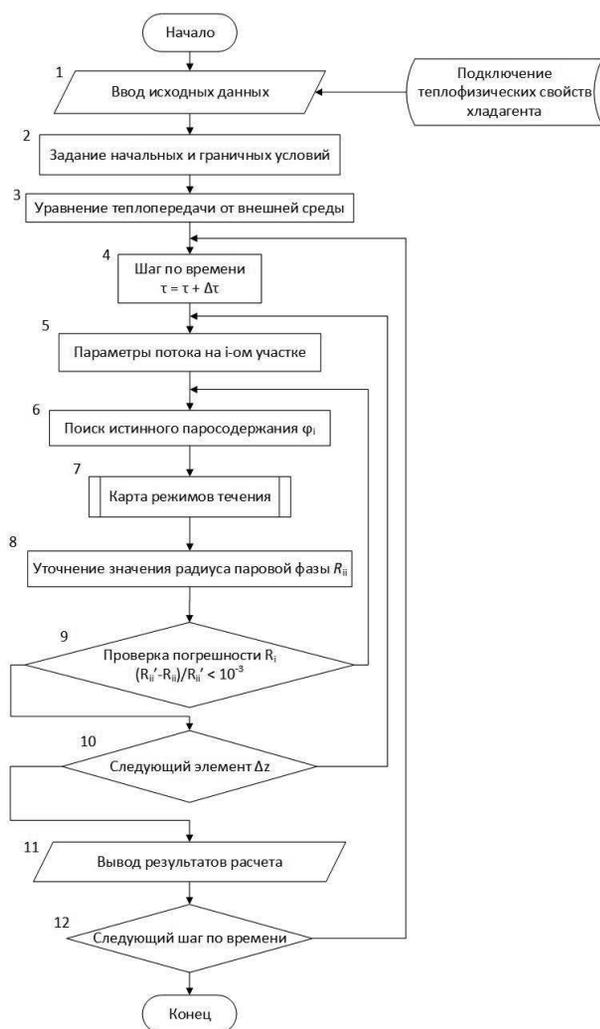


Рис. 2. Укрупненная блок-схема программы расчета кипения в каналах

Fig. 2. Structure flow chart of the program for the calculating boiling in channels

Блок 3. Решение уравнения теплопередачи от внешней среды. Поиск коэффициента теплоотдачи  $\alpha_i$  и теплопередачи  $k_i$  с помощью известных уравнений для обтекания труб однофазной средой.

Блок 4. Начало итерации по времени с шагом  $\tau = \tau + \Delta\tau$ . Тепловая мощность трубки в начальный момент времени  $Q = 0$ .

Блок 5. Вход в  $i$ -й элемент. Величина  $i$  изменяется от 1 до  $n$ . Определение параметров потока в элементе в начальном приближении (на входе и выходе между сечениями  $i$  и  $i + 1$ ): температур  $t_i, t_{i+1}$ , давления  $p_i$ , радиусов паровой фазы  $R_i, R_{i+1}$ , объемных расходов пара и жидкости  $G_{pi}, G_{gi}$ , температур внешнего источника  $t_{ni}, t_{ni+1}$ , теплоты, подводимой к элементу  $Q_i$ .

Блок 6. Начало итерации по радиусам паровой фазы. Вычисление теплофизических свойств потока в элементе. Определение истинного паросодержания на участке  $\phi_i$  по уравнению (20).

Блок 7. Вызов карты режимов течения, определение режима.

Блок 8. Уточнение радиуса паровой фазы на выходе из элемента, в соответствии с картой режимов течения

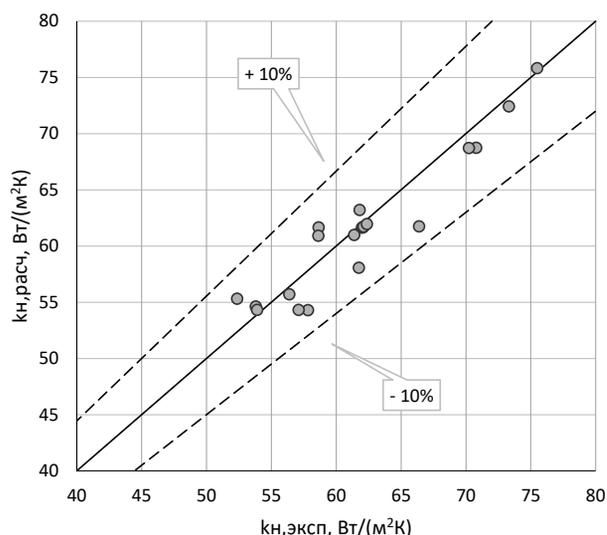


Рис. 3. Результаты сопоставления результатов расчета и эксперимента при кипении R410a в трубах охлаждающей батареи с микро-оребрением при  $d = 7,45 \times 3,4$  мм

Fig. 3. Comparison of design and experimental results at boiling of R410a in the refrigeration coil with microfinning at  $d = 7.45 \times 3.4$  mm

$R_{i+1}$ . Определение объема пара в элементе в конце  $d\tau$ . Решение уравнений теплового баланса. Уточнение параметров потоков на выходе.

Блок 9. Проверка погрешности радиуса пара.

Блок 10. Переход в следующий элемент.

Блок 11. Вывод результатов расчета на участке на экран.

Блок 12. Следующий шаг по времени.

Для проверки адекватности методики расчета производится сопоставление результатов с экспериментальными данными воздухоохладителя с внутритрубным кипением хладагента R410a, представленными в работе [19]. Сопоставление проводилось по значению коэффициента теплопередачи отнесенного к внешней стороне змеевика  $k_n$ , результаты представлены на рис. 3.

Все результаты находятся в границах отклонения в 10% от экспериментальных данных, что показывает адекватность представленной модели для круглых труб.

### Заключение

Установлено, что известные расчетные методики, основанные на эмпирических уравнениях, находятся в зависимости от геометрических характеристик исследуемых каналов и теплофизических свойств рабочих веществ, что для иных условий приводит к существенным расхождениям полученных результатов.

Рассмотренные математические модели парообразования в каналах в основном не учитывают специфику процессов кипения в испарителях холодильных машин и тепловых насосов.

Авторами предложена математическая модель внутритрубного течения и программа расчета теплопередачи в испарителе холодильной машины с внутритрубным кипением. Показана адекватность предлагаемой модели для испарителей с внутритрубным кипением.

## Литература

## References

1. Мезенцева Н. Н., Мухин В. А., Мезенцев И. В. Теплообмен при пузырьковом кипении неазеотропных смесей в горизонтальных трубах // Вестник НГУ. Серия: Физика. 2016. Т. 11. № 3. С. 46–52.
2. Апицына О. С., Малышев А. А., Малинина О. С. и др. Расчет локальной теплоотдачи при кипении рабочих веществ в стесненном пространстве // Вестник Международной академии холода. 2021. № 2. С. 79–87. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-2-79-87.
3. Zhanru Zhou, Xiande Fang, Dingkun Li. Evaluation of Correlations of Flow Boiling Heat Transfer of R22 in Horizontal Channels // The Scientific World Journal. 2013. Vol. 2013, Article ID 458797, 14 p. DOI: 10.1155/2013/458797.
4. Niño V. G., Hrnjak P. S., Newell T. A. Characterization of Two-phase Flow in Microchannels, Ph. D. Thesis, ACRC TR-202, University of Illinois at Urbana Champaign, 2002.
5. Lockhart R. W., Martinelli R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes // Chem. Eng. Prog. 1949, Vol. 45, no. 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. Vol. 50. 5215–5225.
7. Bertsch S., Groll E., Garimella S. A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels // International Journal of Heat and Mass Transfer, 2009. Vol. 52, P. 2110–2118.
8. Yan C. et al. Research on the Flow Boiling Characteristics of Water in a Multi-Furcated Tree-Shaped Mini-Channel // Advanced Materials Research. 2013. Vol. 629. P. 691–698.
9. Kuntha U., Kiatsiriroat T. Boiling Heat Transfer Coefficient of R22 refrigerant and its alternatives in horizontal tube: small refrigerator scale // Songklana Karis J. Scie. Technol. 2002. Vol. 24, No. 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. Vol. 66, P. 243–253. DOI: 10.1016/j. expthermflusci. 2015.03.030.
11. Padilla M., Revellin R., Bonjour J. Two-Phase Flow of HFO-1234yf, R-134a and R-410A in Sudden Contractions: Visualization, Pressure Drop Measurements and New Prediction Method // Experimental Thermal and Fluid Science, 2013. Vol. 47, P. 186–205.
12. Picchi D., Corraera S., Poesio P. Flow Pattern Transition, Pressure Gradient, Hold-Up Predictions in Gas/Non-Newtonian Power-Law Fluid Stratified Flow // International Journal of Multiphase Flow, 2014. Vol. 63, P. 105–115.
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, P. 51–57.
14. Krause F., Schuttuberg S., Fritsching U. Modelling and simulation of flow boiling heat transfer // International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, 2010. Vol. 20, No. 3, P. 312–331.
15. Shashwat J., Prasanna J., Sateesh G. Modeling of pressure drop and heat transfer for flow boiling in a mini/micro-channel of
1. Mezentseva N. N., Mukhin V. A., Mezentsev I. V. Heat exchange during bubble boiling of non-azeotropic mixtures in horizontal pipes. *Bulletin of NSU. Series: Physics*. 2016. Vol. 11. No. 3. pp. 46–52. (in Russian)
2. Apitsyna O. S., Malyshev A. A., Malinina O. S., ets. Calculation of local heat transfer at refrigerant boiling in confined space. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No 2. p. 79–87. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-2-79-87. (in Russian)
3. Zhanru Zhou, Xiande Fang, Dingkun Li. Evaluation of Correlations of Flow Boiling Heat Transfer of R22 in Horizontal Channels. *The Scientific World Journal*. 2013. Vol. 2013, Article ID 458797, 14 p. DOI: 10.1155/2013/458797.
4. Niño V. G., Hrnjak P. S., Newell T. A. Characterization of Two-phase Flow in Microchannels, Ph. D. Thesis, ACRC TR-202, University of Illinois at Urbana Champaign, 2002.
5. Lockhart R. W., Martinelli R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes. *Chem. Eng. Prog.* 1949, Vol. 45, no. 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. Vol. 50. 5215–5225.
7. Bertsch S., Groll E., Garimella S. A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009. Vol. 52, P. 2110–2118.
8. Yan C. et al. Research on the Flow Boiling Characteristics of Water in a Multi-Furcated Tree-Shaped Mini-Channel. *Advanced Materials Research*. 2013. Vol. 629. P. 691–698.
9. Kuntha U., Kiatsiriroat T. Boiling Heat Transfer Coefficient of R22 refrigerant and its alternatives in horizontal tube: small refrigerator scale. *Songklana Karis J. Scie. Technol.* 2002. Vol. 24, No. 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. Vol. 66, P. 243–253. DOI:10.1016/j. expthermflusci. 2015.03.030.
11. Padilla M., Revellin R., Bonjour J. Two-Phase Flow of HFO-1234yf, R-134a and R-410A in Sudden Contractions: Visualization, Pressure Drop Measurements and New Prediction Method. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2013. Vol. 47, P. 186–205.
12. Picchi D., Corraera S., Poesio P. Flow Pattern Transition, Pressure Gradient, Hold-Up Predictions in Gas/Non-Newtonian Power-Law Fluid Stratified Flow. *International Journal of Multiphase Flow*, 2014. Vol. 63, P. 105–115.
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, P. 51–57.
14. Krause F., Schuttuberg S., Fritsching U. Modelling and simulation of flow boiling heat transfer. *International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow*, 2010. Vol. 20, No. 3, P. 312–331.
15. 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. Vol. 140, P. 1029–1054.

- rectangular cross-section // International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019. Vol. 140, P. 1029–1054.
16. Малышев А. А., Мамченко В. О., Киссер К. В. Теплообмен и гидродинамика двухфазных потоков хладагентов. СПб.: Университет ИТМО, 2016. 116 с.
  17. 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.
  18. Зайцев А. В. Разработка алгоритма решения уравнений Навье — Стокса для течения криогенной жидкости в трубе // Вестник Международной академии холода. 2011. № 3. С. 37–42.
  19. Кошелев С. В. Повышение энергоэффективности судовых холодильных машин путем выбора рациональных режимов кипения хладагента в испарителях: дис. канд. техн. наук: 05.08.05. Калининград, 2019. 213 с.
  16. Malyshev A. A., Mamchenko V. O., Kisser K. V. Plate heat exchangers in low-temperature engineering and biotechnological processes: a textbook. Saint Petersburg: ITMO University, 2016. 116 PP. (in Russian)
  17. Khovalyg D. M., Baranenko A. V. Methods for calculating the pressure gradient of a two-phase flow through small-diameter conduits. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2012. No 1. P. 3–11. (in Russian)
  18. Zaitsev A. V. An algorithm developed for solving Navier-Stocks equations for cryogenic liquid flowing in a tube. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2011. No 3. P. 37–42. (in Russian)
  19. Koshelev S. V. Improving the energy efficiency of marine refrigerating machines by choosing rational boiling modes of refrigerant in evaporators: diss. Candidate of Technical Sciences: 05.08.05. Kaliningrad, 2019. 213 p. (in Russian)

### Сведения об авторах

#### Апицына Ольга Сергеевна

Аспирант, ассистент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, apitsyna.olga@yandex.ru

#### Малышев Александр Александрович

К. т. н., доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, malyshev46@list.ru

#### Зайцев Андрей Викторович

К. т. н., доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, zai\_@inbox.ru

#### Малинина Ольга Сергеевна

К. т. н., доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, holmash\_malinina@mail.ru

#### Игнатъев Виталий Евгеньевич

Студент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, ignatiev.vitaliy19@mail.ru

### Information about authors

#### Apitsyna Olga S.

Undergraduate, Assistant of the Educational center «Energy Efficient engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, apitsyna.olga@yandex.ru

#### Malyshev Aleksander A.

Ph. D., Associate professor of the Educational center «Energy Efficient engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, malyshev46@list.ru

#### Zaitsev Andrey V.

Ph. D., Associate professor of the Educational center «Energy Efficient engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, zai\_@inbox.ru

#### Malinina Olga S.

Ph. D., Associate professor of the Educational center «Energy Efficient engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, holmash\_malinina@mail.ru

#### Ignatiev Vitaly E.

Student of the Educational center «Energy Efficient engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, ignatiev.vitaliy19@mail.ru



Статья доступна по лицензии Creative Commons «Attribution-NonCommercial»