

КОМПЛЕКСНЫЙ МЕТОД РАСЧЁТА ДВУХФАЗНОГО ПОТОКА ПРИ ВНУТРИКАНАЛЬНОМ КИПЕНИИ ХЛАДАГЕНТОВ

А. В. Зайцев, А. А. Малышев, Куадио Коффи Фабрис,
О. С. Малинина, А. О. Лисовцов

Университет ИТМО,
Россия, 197101, г. Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

В работе рассматриваются процессы, происходящие при кипении жидкостей в каналах при различных режимах двухфазных потоков. Аналитическое описание тепло-гидродинамических процессов учитывает специфику каждого режима при использовании эмпирических методов определения границ режимов и расчета истинного объемного паросодержания. Предлагается подход, в котором в качестве эмпирической составляющей применена карта режимов течения (кипения) в координатах $\varphi - \lg Fr_m$. Анализ процесса производится во всем диапазоне изменения параметров — массовой скорости, температуры и давления, с учетом смены режимов течения. Представленные аналитические зависимости совместно образуют законченную математическую модель, которая реализована в виде компьютерной программы.

Ключевые слова: двухфазные потоки, внутриканальное кипение хладагентов, истинное объемное паросодержание, режимы течения.

Введение

В связи с актуальностью энергосбережения, как основного тренда технологического развития, важное значение имеет изучение теплообмена и гидродинамики при кипении рабочих веществ в трубах и каналах. Особое внимание в последнее время уделяется работам в области мини-канальных технологий в аппаратостроении.

Изучению тепло-гидродинамических процессов при кипении в каналах посвящено множество работ фундаментального и прикладного характера, но между тем проблема обоснованного и точного расчета теплоотдачи и потерь давления остается открытой.

В фундаментальной работе Д. А. Лабунцова [1] приведены математические модели процессов течения двухфазных сред для различных условий. Модель раздельного течения Локарта-Мартинелли 1948 года [2, 3] до настоящего времени широко используется при расчете потерь давления и локального теплообмена при кипении в трубах и каналах различной формы. Экспериментальные работы [4–10] посвящены изучению теплообмена и потерь давления при кипении жидкостей в трубах диаметром 6–20 мм. В [11] и [12] заложены основы комплексного подхода анализа тепло-гидродинамических характеристик с использованием истинных параметров фаз и режимов кипения. В [4, 13, 14] дается анализ процессов теплообмена и гидродинамики при кипении в мини-каналах.

В данной работе представлен расчет динамики и тепломассообмена потоков кипящих жидкостей в трубах и каналах, который заключается в применении законов сохранения вещества, импульса и энергии с учетом уравнения состояния

и последующем решении полученной системы уравнений. В случае двухфазного потока такая система уравнений составляется для каждой фазы или некоторой единой двухфазной субстанции и зависит от характера распределения паровой и жидкой фаз, т.е. от режимов течения (рис. 1).

Независимо от режима течения интегральные характеристики потока в канале можно рассматривать раздельно для жидкой и паровой фазы. Количественная оценка распределения фаз проводится с применением истинного объемного паросодержания φ . При одинаковых значениях φ различие тепловых и динамических моделей жидкости определяется различием площади межфазных поверхностей.

Различие процессов в горизонтальных и вертикальных каналах вызвано влиянием гравитационной силы. В предлагаемом подходе сила гравитации учитывается при описании геометрической формы паровой фракции, которая вызывает эффект асимметричности относительно оси при горизонтальном течении. Вследствие этого рассматривается горизонтальная трубка, как наиболее общий случай течения.

Следует, однако, отметить, что пузырьковый, снарядный и кольцевой режимы в одинаковой степени характерны для вертикальных и горизонтальных каналов. Кроме того, разрабатываемая в данной работе модель течений правомерна как для обычных труб, так и для мини-каналов, т.к. использует обобщающие экспериментальные данные для обоих типоразмеров каналов [11] (рис. 2).

Далее приводится алгоритм определения всех параметров потока в трубе в любой момент времени, в том числе потери напора Δp и коэффици-

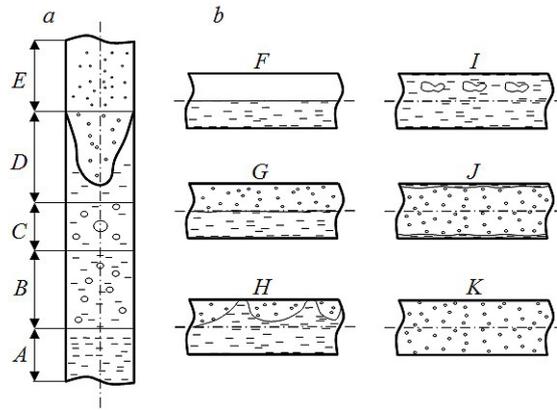


Рис. 1. Режимы потока парожидкостной смеси при кипении [12]:
a — в вертикальной трубе; *b* — в горизонтальной трубе канала;
 A — жидкость; B, G — пузырьковый режим; C, I — снарядный режим;
 D, J — кольцевой режим; E, K — дисперсный режим;
 F — расслоенный режим; H — волновой режим
Fig. 1. The flow regimes of the vapor-liquid mixture during boiling [12]:
a — in a vertical pipe; *b* — in a horizontal pipe of the channel;
 A — liquid; B, G — bubble mode; C, I — slug mode;
 D, J — annular mode; E, K — dispersion mode;
 F — stratified mode; H — wave mode

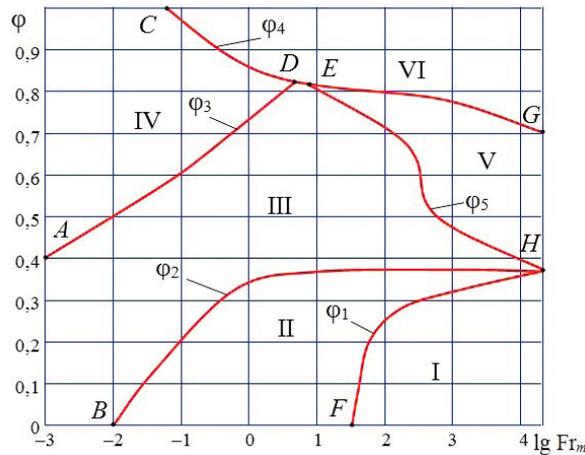


Рис. 2. Карта режимов течения (кипения) R134a, R12, R22, NH₃ в канале [11]:
 I — пузырьковый режим; II — снарядный режим; III — волновой режим;
 IV — расслоенный режим; V — переходный режим; VI — кольцевой режим
Fig. 2. The map of flow regimes (boiling) of R134a, R12, R22, NH₃ in the channel [11]:
 I — bubble mode; II — slug mode; III — wave mode;
 IV — stratified mode; V — transient mode; VI — annular mode

ента теплоотдачи α , основанный на применении модифицированной карты режимов двухфазных потоков (рис. 2).

Методика расчета

Рассматривается подогреваемый канал круглого сечения (труба) диаметром $D = 2R$ и длиной L , с плотностью теплоподвода q . Режим течения — кольцевой.

Труба по длине разбивается на n элементов длиной Δz . Объем элемента равен $V = \pi R^2 \Delta z$; доля объема, занятого паром, равна ϕ ; объем пара в элементе — ϕV . Величина истинного объемного паросодержания ϕ является усреднением меняющихся вдоль потока локальных в каждом сечении значений ϕ_i , где i — порядковый номер сечения.

Аналогично определению эквивалентного (гидравлического) диаметра канала произвольного сечения F , как диаметра окружности с равной

площадь сечения, и в соответствии с положениями об изоморфном преобразовании вводится понятие «эквивалентный диаметр паровой фазы» в сечении канала — диаметр круглого сечения, площадь которого F_g равна части площади внутреннего сечения трубы, занятой паровой фазой.

При использовании истинного паросодержания в сочетании с методом конечных объемов обеспечивается принцип изоморфного преобразования, или идентификации режимов при одинаковых значениях ϕ для каналов различных эквивалентных диаметров и ориентации. (Изоморфизм — совпадение двух объектов, т.е. их подобие каждого элемента объекта аналогичному элементу модели.)

В соответствии с методом конечных объемов канал разбивается на участки Δz такой минимальной длины, при которой с заданной точностью изменение всех параметров потока между входом и выходом из элемента можно считать линейными.

Рассматривается i -й элемент канала (трубы) ($i = 1 \dots n$), находящийся между i -м и $(i + 1)$ -м сечениями, за промежуток времени от τ до $\tau + \Delta\tau$.

В момент времени τ известно распределение пара в канале, т.е. известны эквивалентные радиусы пара $R_{g,i}$ и $R_{g,i+1}$ на входе в элемент в сечении i и на выходе в сечении $i + 1$ для всех элементов. Объем пара в i -м элементе $V_{g,i}$ определяется как объем усеченного конуса:

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

Объем жидкости равен

$$V_{l,i} = V - V_{g,i}. \quad (2)$$

К моменту времени $\tau + \Delta\tau$ объем пара в элементе изменяется в зависимости от соотношения интенсивности парообразования и интенсивности конвективного отвода пара на границе $i + 1$, эквивалентные радиусы пара на входе и выходе принимают значение $R'_{g,i}$ и $R'_{g,i+1}$, а объемы пара и жидкости в элементе:

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

$$V'_{l,i} = V - V'_{g,i}. \quad (4)$$

Объемы добавленного пара и жидкости между входом и выходом из элемента за время $\Delta\tau$:

$$\Delta V_{g,i} = V'_{g,i} - V_{g,i}. \quad (5)$$

$$\Delta V_{l,i} = V'_{l,i} - V_{l,i}.$$

Отрицательное значение $\Delta V_{g,i}$ означает, что интенсивность парообразования низка и весь образованный пар, а также часть поступившего пара из предыдущего элемента уносятся потоком в следующий элемент.

Значения различных параметров потока между входным и выходным сечениями аппроксимируются линейной зависимостью. Тогда усредненное значение теплофизических свойств потока по элементу можно рассчитывать по температуре, вычисленной как среднее арифметическое между значениями на входе и на выходе из эле-

мента $\bar{t}_i = (t_i + t_{i+1})/2$, а усредненное значение истинного объемного паросодержания $\bar{\phi}_i = (\phi_i + \phi_{i+1})/2$.

Аналогично при достаточно малой величине шага $\Delta\tau$ можно определить среднюю в сечении за этот период скорость пара $\bar{w}_{g,i} = (w_{g,i} + w'_{g,i})/2$ и жидкости $\bar{w}_{l,i} = (w_{l,i} + w'_{l,i})/2$.

Задача расчета состоит в определении всех параметров потока в трубе в момент времени $\tau + \Delta\tau$ при известных параметрах в момент τ .

Материальный баланс (уравнение неразрывности)

Материальный баланс заключается в том, что поступивший и образованный при испарении жидкости за время $\Delta\tau$ пар частично остается в элементе, изменяя конфигурацию паровой фазы, а остальной пар передается в $i + 1$ элемент.

В момент времени τ объемные расходы пара на входе в элемент и выходе из него соответственно равны $G_{g,i}$ и $G_{g,i+1}$.

Далее можно определить объемы поступившего и отведенного из элемента пара за время $\Delta\tau$, как $G_{g,i} \Delta\tau$ и $G_{g,i+1} \Delta\tau$.

Если объем испарившейся жидкости равен $\Delta V_{l,i}$, то соответствующий объем образовавшегося пара

$$\Delta V_{g,i v} = \Delta V_{l,i} \frac{\rho_{l,i}}{\rho_{g,i}}. \quad (6)$$

Уравнения материального баланса отражают изменение объема пара и жидкости в элементе:

$$\Delta V_{g,i} = G_{g,i} \Delta\tau + \Delta V_{g,i v} - G_{g,i+1} \Delta\tau. \quad (7)$$

$$\Delta V_{l,i} = G_{l,i} \Delta\tau - \Delta V_{l,i v} - G_{l,i+1} \Delta\tau. \quad (8)$$

Из (7) получаем прирост объемного расхода пара на выходе

$$\Delta G_{g,i} = \frac{\Delta V_{g,i v} - \Delta V_{g,i}}{\Delta\tau}, \quad (9)$$

и, далее, объемные расходы пара и жидкости на выходе

$$G_{g,i+1} = G_{g,i} + \Delta G_{g,i}. \quad (10)$$

$$G_{l,i+1} = G_{l,i} - \Delta G_{g,i} \frac{\rho_{g,i+1}}{\rho_{l,i+1}}. \quad (11)$$

Баланс теплоты (уравнение энергии)

Полученное за время $\Delta\tau$ количество теплоты $Q_i = q 2\pi R \Delta z \Delta\tau$ на i -ом участке Δz затрачивается на нагрев жидкости, испарение жидкости и нагрев пара:

$$Q_i = Q_{li} + Q_{iv} + Q_{gi}. \quad (12)$$

Доля теплоты, затрачиваемая на испарение жидкости:

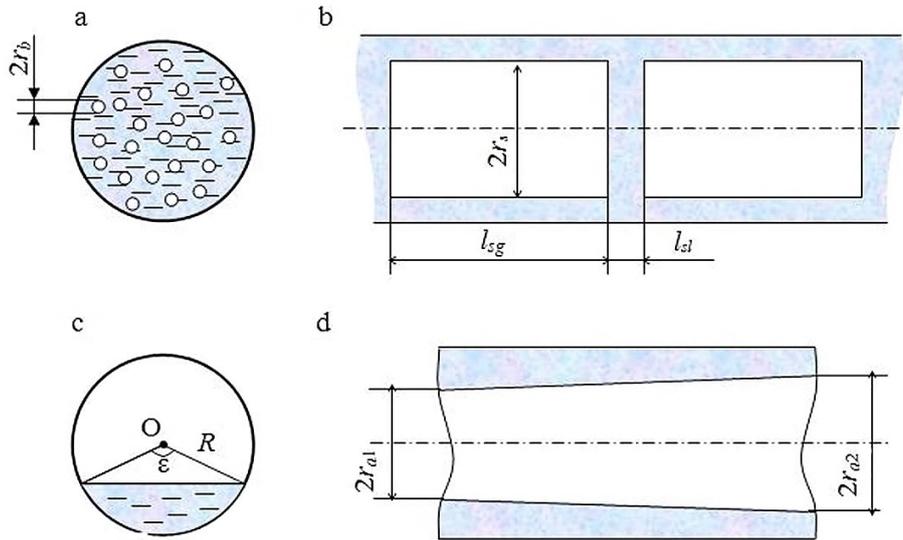


Рис. 3. Режимы течения двухфазного потока:
 а — пузырьковый; б — снарядный; с — расслоенный; д — кольцевой
 Fig. 3. The regimes of a two-phase flow:
 a — bubble; b — slug; c — stratified; d — annular

$$Q_{iv} = r_i \rho_{l,i} \Delta V_{l,iv} = r_i \rho_{g,i} \Delta V_{g,iv}. \quad (13)$$

Доля теплоты, затрачиваемая на нагрев пара:

$$Q_{g,i} = c_{p,g,i} \rho_{g,i} \bar{V}_{g,i} (\bar{t}_{g,i} - \bar{t}'_{g,i}). \quad (14)$$

Доля теплоты, затрачиваемая на нагрев жидкости:

$$Q_{l,i} = c_{p,l,i} \rho_{l,i} \bar{V}_{l,i} (\bar{t}_{l,i} - \bar{t}'_{l,i}). \quad (15)$$

Здесь $\bar{V}_{g,i}$ и $\bar{V}_{l,i}$ — средние за время Δt объемы фаз в элементе; они являются однозначными функциями эквивалентных радиусов фаз:

$$\bar{V}_{g,i} = \frac{V_{g,i} + V'_{g,i}}{2} = \frac{1}{6} \pi \left[\left(R_{g,i+1}^2 + R_{g,i} R_{g,i+1} + R_{g,i}^2 \right) + \left(R'_{g,i+1}{}^2 + R'_{g,i} R'_{g,i+1} + R'_{g,i}{}^2 \right) \right] \Delta z_i, \quad (16)$$

$$\bar{V}_{l,i} = V - \bar{V}_{g,i}. \quad (17)$$

Параметры режимов течения двухфазного потока

Для различных режимов из геометрических соображений можно получить площадь межфазной поверхности и гидравлический радиус паровых конгломератов, от которого зависит перепад давления между паром и жидкостью. Рассмотрим простые геометрические модели режимов, представленных на рис. 3.

Пузырьковый режим (рис. 3а).

При радиусе пузырька r_b его объем (сфера) равен $V_b = \frac{4}{3} \pi r_b^3$, площадь поверхности $F_b = 4 \pi r_b^2$.

Количество пузырьков, составляющих объем

пара: $N_b = \frac{\phi V}{V_b}$. Тогда общая поверхность пузырьков (межфазная поверхность) $F_I = N_b F_b = \phi V \frac{F_b}{V_b} = \phi V \frac{3}{r_b}$. Гидравлический радиус паровой фазы

при данном режиме $r_I = r_b$.

Снарядный режим (рис. 3б).

При радиусе сечения пузыря (цилиндрический снаряд) r_s и длине пузыря l_{sg} его объем $V_{sg} = \pi r_s^2 l_{sg}$. Объем регулярного участка трубы $V_s = \pi R^2 (l_{sg} + l_{sl})$. Площадь поверхности пузыря $F_s^* = 2 \pi r_s (r_s + l_{sl})$. По определению истинное объ-

емное паросодержание $\phi = \frac{V_{sg}}{V_s} = \frac{\pi r_s^2 l_{sg}}{\pi R^2 (l_{sg} + l_{sl})}$.

Тогда приведенная к длине dz поверхность раздела фаз $F_{II} = F_s^* \frac{dz}{l_{sg} + l_{sl}} = 2 \phi V \left(\frac{1}{l_{sg}} + \frac{1}{r_s} \right)$. Гидрав-

лический радиус паровой фазы при данном режиме $r_{II} = r_s$.

Расслоенный режим (рис. 3с).

Площадь сегмента $F_{st} = \frac{1}{2} \left(\frac{\pi \varepsilon}{180^\circ} - \sin \varepsilon \right) R^2$. Объем жидкости в элементе $V_{st} = F_{st} dz$. Из определения истинного объемного паросодержания ϕ

следует $1 - \phi = \frac{V_{st}}{V} = \frac{1}{2} \left(\frac{\pi \varepsilon}{180^\circ} - \sin \varepsilon \right) R^2 dz$.

Отсюда можно итеративно вычислить $\varepsilon = 360^\circ \left[(1 - \phi) + \frac{\sin \varepsilon}{2\pi} \right]$. Тогда поверхность раздела фаз $F_{IV} = 2R dz \sin \frac{\varepsilon}{2}$. Гидравлический радиус паровой

фазы по определению при данном режиме $r_{IV} =$

$$= \sqrt{\frac{\pi R^2 - S_{st}}{\pi}} = R \sqrt{1 - \frac{\varepsilon}{360^\circ} + \frac{\sin \varepsilon}{2\pi}}$$

Кольцевой режим (рис. 3д).

При радиусах парового потока на входе в элемент r_{a1} и выходе из элемента r_{a2} объем пара

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

тинное объемное паросодержание по определению $\varphi = \frac{V_a}{V} = \frac{r_{a1}^2 + r_{a1}r_{a2} + r_{a2}^2}{3R^2}$. Отсюда при из-

вестном радиусе r_{a1} из уравнения $3\varphi R^2 = r_{a1}^2 + r_{a1}r_{a2} + r_{a2}^2$ можно найти r_{a2} . Межфазная поверхность равна $F_{IV} = \pi(r_{a1} + r_{a2})$. Гидравлический радиус $r_{VI} = 0,5(r_{a1} + r_{a2})$.

Волновой режим.

Волновой режим отличается от кольцевого волнистой поверхностью раздела фаз. Пусть волны синусоидальные с амплитудой A . Длина дуги синусоиды вычисляется через эллиптический интеграл 2-го рода и в 1,216 раза больше прямой в основании этой дуги. Следовательно, площадь поверхности $F_{III} = 1,216AF_{VI}$, гидравлический радиус $r_{III} = r_{VI}$.

Переходный режим.

Переходный режим является промежуточным между волновым и кольцевым режимами. Соответственно, можно предложить для определения площади межфазной поверхности выражение $F_V = k_r F_{III} + (1 + k_r) F_{VI}$, где $0 \leq k_r \leq 1$. Гидравлический радиус $r_V = r_{III} = r_{VI}$.

Расчетный алгоритм смены режимов течения

Расчетный алгоритм перехода от одного режима течения двухфазной смеси к другому в соответствии с конкретной картой режимов течения при известных φ и Fr_m , приведенной на рис. 2, состоит в следующих шагах:

1. Аппроксимация границ смены режима функциями

$$\varphi_1 = -7,8274 + 12,989x - 8,2595x^2 + 2,6034x^3 - 0,4055x^4 + 0,025x^5;$$

$$\varphi_2 = 0,3354 + 0,076x - 0,0431x^2 + 0,0057x^3 - 0,0014x^4 + 0,0003x^5;$$

$$\varphi_3 = 0,7311 + 0,1299x + 0,0075x^2 + 0,0003x^3;$$

$$\varphi_4 = 0,8613 - 0,0772x + 0,0326x^2 - 0,0022x^3 - 0,0019x^4 + 0,0003x^5;$$

$$\varphi_5 = \begin{cases} 2,6318 - 5,9336x + 7,6853x^2 - 4,9471x^3 + 1,5606x^4 - 0,1933x^5, & \text{при } x \leq 2,5; \\ 20,584 - 22,579x + 9,4636x^2 - 1,753x^3 + 0,1207x^4, & \text{при } x > 2,5, \end{cases}$$

где $x = \lg Fr_m$.

2. Задание предельных значений $4,3 \geq \lg Fr_m \geq -3$.

3. Анализ текущих значений Fr_m и $\varphi(\lg Fr_m)$ выполняется строго в заданной ниже последовательности вплоть до выполнения соответствующего условия:

$$(\lg Fr_m)_F \leq \lg Fr_m \leq (\lg Fr_m)_H,$$

$\varphi(\lg Fr_m) \leq \varphi_1(\lg Fr_m)$ — пузырьковый режим;

$$(\lg Fr_m)_B \leq \lg Fr_m \leq (\lg Fr_m)_H,$$

$\varphi(\lg Fr_m) \leq \varphi_2(\lg Fr_m)$ — снарядный режим;

$$(\lg Fr_m)_C \leq \lg Fr_m \leq (\lg Fr_m)_G,$$

$\varphi(\lg Fr_m) \geq \varphi_4(\lg Fr_m)$ — кольцевой режим;

$$(\lg Fr_m)_A \leq \lg Fr_m \leq (\lg Fr_m)_D,$$

$\varphi_3(\lg Fr_m) \leq \varphi(\lg Fr_m) < \varphi_4(\lg Fr_m)$ — расслоенный режим;

$$(\lg Fr_m)_E \leq \lg Fr_m \leq (\lg Fr_m)_G,$$

$\varphi_5(\lg Fr_m) \leq \varphi(\lg Fr_m) < \varphi_4(\lg Fr_m)$ — переходный режим;

если не выполнены предыдущие условия — волновой режим.

Динамика двухфазного потока

Для определенности будем считать, что на вход в канал подается насыщенная жидкость при заданной температуре, с известной массовой скоростью.

Процесс движения газожидкостной смеси в канале при наличии фазового перехода из-за внешнего теплообмена является неравновесным. Будем учитывать в данной модели наличие скачка давления на границе раздела фаз. Это особенно существенно при расчете микроканалов и при расчете пузырькового режима.

Далее расчет производим по методике [12].

Скорость циркуляции

$$w_0 = \frac{G_{l,1}}{F}. \quad (18)$$

Объемное расходное паросодержание

$$\beta_{i+1} = \frac{1}{1 + G_{l,i+1}/G_{g,i+1}}. \quad (19)$$

Массовое расходное паросодержание

$$x_{i+1} = \frac{G_{g,i+1} \cdot \rho_{g,i+1}}{G_{l,1} \cdot \rho_{l,1}}. \quad (20)$$

Скорость смеси

$$w_{m,i+1} = w_0 \left[1 + x \frac{\rho_{l,i+1}}{\rho_{g,i+1} - 1} \right]. \quad (21)$$

Критерий Фруда

$$Fr_{m,i+1} = \frac{w_{m,i+1}^2}{gD}. \quad (22)$$

Критерий Рейнольдса

$$Re_{m,i+1} = \frac{w_{m,i+1}D}{\nu_{m,i+1}}. \quad (23)$$

Критерий Вебера

$$We_{i+1} = \frac{\sigma_{i+1}}{gD^2(\rho_{l,i+1} - \rho_{g,i+1})}. \quad (24)$$

Истинное объемное паросодержание в мини-канале [12]

$$\begin{aligned} \varphi_{i+1} = \beta_{i+1} - \\ - 0,06\beta_{i+1}(1 - \beta_{i+1})^{0,5} \left(\frac{Fr_{m,i+1}}{Re_{m,i+1}} \right)^{-0,23} \left(\frac{p_0}{p_c} \right)^{-0,15}. \end{aligned} \quad (25)$$

Истинное объемное паросодержание в макро-канале [12]

$$\begin{aligned} \Phi_{i+1} = \beta_{i+1} - \\ - 0,06\beta_{i+1}(1 - \beta_{i+1})^{0,5} \left[\frac{\sigma_{i+1} We_{i+1} / (gD^2 \rho_{l,i+1})}{Re_{m,i+1}} \right]^{-0,23} \times \\ \times \left(\frac{p_0}{p_c} \right)^{-0,15}. \end{aligned} \quad (26)$$

Рассмотрим вопрос определения потери напора на участке dz при течении газожидкостной смеси в каналах и мини-каналах. Не будем учитывать местные гидравлические сопротивления, поскольку это можно сделать позже при рассмотрении конкретной конструкции канала. Теплофизические свойства и режимные параметры в приведенных далее уравнениях усредняются по длине элемента.

Потери напора в элементе

$$\Delta p_i = \zeta \frac{\rho w_m^2}{2}. \quad (27)$$

Согласно справочным данным [15] коэффициент сопротивления трения

$$\zeta = \frac{2k_1 dz}{B D}, \quad (28)$$

где k_1 — коэффициент формы; для трубы круглого сечения $k_1 = 32$.

Течение газожидкостных смесей рассматривается как течение дисперсных смесей, где жидкая фаза является основным потоком, а газообразная — дисперсной компонентой. При течении газожидкостных смесей в трубах

$$B = \frac{Re_m}{1 + \frac{n_1}{32} Re_m + \frac{(\rho g - k_2 \mu w_g / d_H^2) \varphi D^2}{32 \mu w_m}}, \quad (29)$$

где $n_1 = f(Re)$ — константа [15]; k_2 — коэффициент формы дисперсной частицы (для парового пузыря шаровой формы $k_2 = 12$); d_H — гидравлический диаметр паровой фракции. Теплофизические свойства и режимные параметры в (27) — (29) усредняются по длине элемента.

Температура пара на выходе из элемента t_{i+1} находится по уравнению состояния на линии насыщения в зависимости от давления

$$p_{i+1} = p_i - \Delta p_i. \quad (30)$$

Краткий анализ результатов

Рассмотренные выше сопряженные процессы, происходящие при кипении двухфазных потоков в каналах, отличаются множеством возможных режимов и их аналитическое описание возможно только при жестких ограничениях в рамках заданного режима и применении эмпирических данных, главным образом о коэффициенте теплоотдачи α и гидравлическом сопротивлении Δp .

Предложенный выше подход предлагает в качестве эмпирической составляющей использовать карту режимов течения (кипения) в координатах $\varphi - \lg Fr_m$. Анализ процесса производится во всем диапазоне изменения параметров — массовой скорости, температуры и давления, с учетом смены режимов течения. Представленные аналитические зависимости совместно образуют законченную математическую модель, которая реализована в виде компьютерной программы.

Результатом работы программы является весь массив данных о нестационарном течении двухфазного потока в канале при наличии фазового перехода.

На рис. 4 приведена распечатка распределения некоторых параметров потока вдоль трубы со следующими параметрами: длина 0,24 м; внутренний радиус 0,00275 м; внешний радиус 0,00300 м; плотность теплопритока 100,0 Вт/м²; расход жидкости на входе 0,016221 кг/с; давление пара на входе 0,164340·10⁶ МПа; температура жидкости на входе -18,0°С; температура окружающей среды 20,0°С. Рабочая жидкость — хладагент R12. Такой выбор параметров соответствует условиям проведенного натурного эксперимента.

В таблицах на рис. 4 приведено изменение вдоль трубы (20 сечений) эквивалентного радиуса паровой фазы R , массовой скорости пара Gp , скорости пара wp , скольжения паровой фазы относительно жидкости s , истинного объемного паросодержания fi , давления p и температуры t пара. Расчет динамики процессов от начального момента и вплоть до выхода на устойчивый (квазистационарный) режим производился с шагом по времени 0,1 с. Через 2,7 с в канале был установлен устойчивый снарядный режим течения. Полученные качественные и количественные

Время 0.10 сек							
i	R, mm	Gp, kg/s	wp, m/s	s	fi	p, MPa	t, C
1	0.0000	0.000E+00	0.000000	0.000	0.000	0.164340	-18.000000
2	0.1228	0.123E-06	0.263273	0.560	0.002	0.164340	-18.000048
3	0.1544	0.195E-06	0.263311	0.560	0.003	0.164339	-18.000135
4	0.1720	0.241E-06	0.263335	0.560	0.004	0.164339	-18.000210
5	0.1823	0.271E-06	0.263351	0.560	0.004	0.164338	-18.000277
6	0.1889	0.292E-06	0.263362	0.559	0.005	0.164338	-18.000343
7	0.1935	0.306E-06	0.263370	0.559	0.005	0.164337	-18.000404
8	0.1965	0.315E-06	0.263375	0.559	0.005	0.164337	-18.000465
9	0.1988	0.323E-06	0.263379	0.559	0.005	0.164336	-18.000526
10	0.2006	0.329E-06	0.263382	0.559	0.005	0.164336	-18.000587
11	0.2020	0.334E-06	0.263384	0.559	0.005	0.164336	-18.000647
12	0.2033	0.338E-06	0.263386	0.559	0.005	0.164335	-18.000706
13	0.2044	0.342E-06	0.263388	0.559	0.006	0.164335	-18.000767
14	0.2055	0.345E-06	0.263390	0.559	0.006	0.164334	-18.000826
15	0.2064	0.349E-06	0.263392	0.559	0.006	0.164334	-18.000885
16	0.2074	0.352E-06	0.263393	0.559	0.006	0.164334	-18.000940
17	0.2083	0.355E-06	0.263395	0.559	0.006	0.164333	-18.000998
18	0.2094	0.358E-06	0.263396	0.559	0.006	0.164333	-18.001057
19	0.2102	0.361E-06	0.263398	0.559	0.006	0.164332	-18.001114
20	0.2110	0.364E-06	0.263399	0.559	0.006	0.164332	-18.001171
21	0.2118	0.366E-06	0.263401	0.559	0.006	0.164332	-18.001228

Время 2.70 сек							
i	R, mm	Gp, kg/s	wp, m/s	s	fi	p, MPa	t, C
1	0.0000	0.000E+00	0.000000	0.000	0.000	0.164340	-18.000000
2	0.1315	0.141E-06	0.263282	0.560	0.002	0.164340	-18.000046
3	0.1860	0.283E-06	0.263358	0.560	0.005	0.164339	-18.000122
4	0.2278	0.424E-06	0.263433	0.559	0.007	0.164339	-18.000179
5	0.2630	0.565E-06	0.263508	0.559	0.009	0.164338	-18.000227
6	0.2940	0.707E-06	0.263583	0.558	0.011	0.164338	-18.000271
7	0.3220	0.848E-06	0.263658	0.558	0.014	0.164338	-18.000309
8	0.3482	0.990E-06	0.263733	0.557	0.016	0.164338	-18.000347
9	0.3721	0.113E-05	0.263808	0.557	0.018	0.164337	-18.000380
10	0.3946	0.127E-05	0.263883	0.557	0.021	0.164337	-18.000412
11	0.4158	0.141E-05	0.263957	0.556	0.023	0.164337	-18.000443
12	0.4360	0.156E-05	0.264032	0.556	0.025	0.164337	-18.000469
13	0.4554	0.170E-05	0.264106	0.555	0.027	0.164337	-18.000498
14	0.4739	0.184E-05	0.264180	0.555	0.030	0.164336	-18.000523
15	0.4917	0.198E-05	0.264255	0.555	0.032	0.164336	-18.000547
16	0.5088	0.212E-05	0.264329	0.554	0.034	0.164336	-18.000572
17	0.5254	0.226E-05	0.264403	0.554	0.036	0.164336	-18.000597
18	0.5415	0.240E-05	0.264477	0.553	0.039	0.164336	-18.000618
19	0.5571	0.254E-05	0.264550	0.553	0.041	0.164336	-18.000643
20	0.5723	0.269E-05	0.264624	0.552	0.043	0.164335	-18.000662
21	0.5871	0.283E-05	0.264697	0.552	0.046	0.164335	-18.000683

a)

b)

Рис. 4. Изменение параметров двухфазного потока в трубе:

a) в начальный момент; б) в момент установления стационарного режима течения

Fig. 4. Changing the two-phase flow parameters in the pipe:

a) at the initial moment of the process; b) at the moment of establishing the stationary flow mode

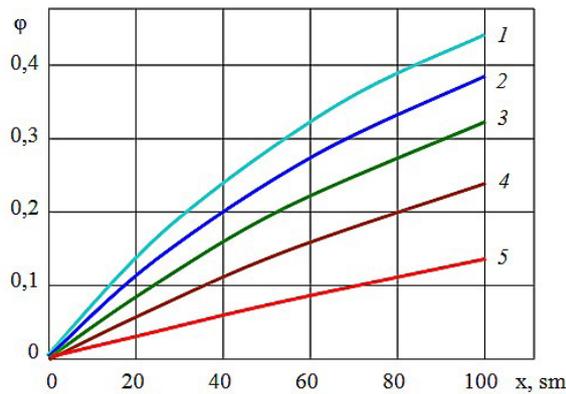


Рис. 5. Распределение истинного объемного паросодержания через 1 секунду вдоль канала при различных тепловых нагрузках: 1 — 100 Вт/м²; 2 — 200 Вт/м²; 3 — 300 Вт/м²; 4 — 400 Вт/м²; 5 — 500 Вт/м²

Fig. 5. Distribution of true volumetric vapor content in 1 second along the tube at various thermal loads: 1 — 100 W/m²; 2 — 200 W/m²; 3 — 300 W/m²; 4 — 400 W/m²; 5 — 500 W/m²

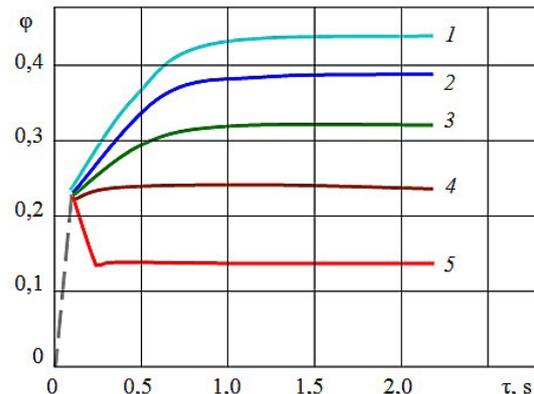


Рис. 6. Динамика изменения истинного объемного паросодержания в выходном сечении за первые 2 секунды: 1 — 500 Вт/м²; 2 — 400 Вт/м²; 3 — 300 Вт/м²; 4 — 200 Вт/м²; 5 — 100 Вт/м²

Fig. 6. Dynamics of true volumetric vapor content in the output section for the first 2 seconds: 1 — 500 W/m²; 2 — 400 W/m²; 3 — 300 W/m²; 4 — 200 W/m²; 5 — 100 W/m²

данные соответствуют экспериментальным данным, по которым построена карта режимов, приведенная на рис. 2. В итоговые таблицы могут быть добавлены любые параметры модели (1)–(30), что позволит в дальнейшем производить глубокий теплогидродинамический анализ двухфазного потока при внутриканальном кипении хладагентов.

На рис. 5–7 приведены некоторые результаты одного из множества возможных численных экспериментов. Расчетные параметры: теплоноситель R12, длина трубки 1 м, внутренний диаметр 4 мм, плотность теплопритока 100–500 Вт/м², массовая скорость жидкости на входе 0,006–0,020 кг/с, давление на входе 0,16 МПа, температура жидкости на входе –18 °С.

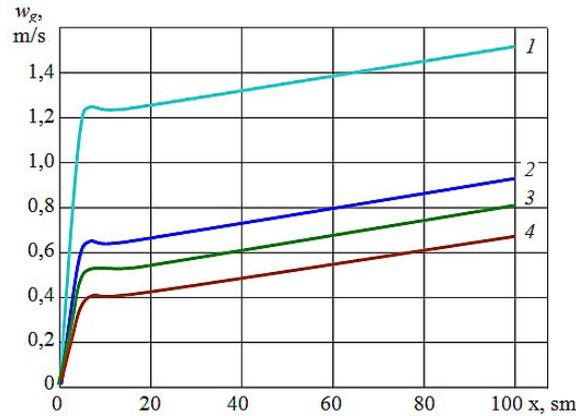


Рис. 7. Распределение скорости паровой фазы вдоль канала при различных массовых расходах хладагента через 1 секунду после подачи теплоносителя:
1 — 20 г/с; 2 — 10 г/с; 3 — 8 г/с; 4 — 6 г/с
Fig. 7. Distribution of vapor phase velocity along the tube at various mass flow rates of the refrigerant in 1 second after the heat carrier supply:
1 — 20 g/s; 2 — 10 g/s; 3 — 8 g/s; 4 — 6 g/s

Из рис. 5 следует, что с ростом тепловой нагрузки и длины трубки увеличивается также скорость роста паросодержания, и при определенных условиях оно может достичь значения 0,8 и выше, что является нежелательным с точки зрения эффективности применения таких трубок в теплообменных аппаратах.

Согласно рис. 6, в рассматриваемом примере стационарный режим наступает сравнительно быстро (менее 1 с), что может быть полезно при работе пульсирующей тепловой нагрузкой. Однако при других типоразмерах каналов и режимных параметрах инерционность системы может быть гораздо выше.

Распределение скорости пара вдоль канала (рис. 7) характеризуется как близкое к линейному, с постоянным ускорением, что вызвано депрессией давления в результате трения. Скачок скорости на входе в канал объясняется заданными граничными условиями: мгновенное возникновение и движение пара при его отсутствии в начальный момент. Данный феномен следует изучить с помощью физического эксперимента.

Заключение

В настоящее время подавляющее большинство информационных источников указывает на использование для решения подобных задач мощных существующих пакетов прикладных программ. При этом пользователь должен сформулировать исходные данные, а система уравнений и метод ее решения, чаще всего это метод конечных элементов, уже заложены в пакете. По мнению авторов, для лучшего соответствия аналитической модели реальным эмпирическим данным в процессе построения новых моделей следует, по возможности, пользоваться прямым применением базовых уравнений физики с возможностью изменять программный код в про-

цессе исследований. Для этого применяются элементы метода конечных разностей.

В работе представлены результаты применения комплексного подхода к анализу теплогидродинамических процессов при кипении жидкостей в трубах и каналах, включая использование истинных параметров фаз и карты режимов течения, что существенно отличает предлагаемый подход от известных методов аналогичного назначения. Разработана аналитическая модель кипящего потока.

В отличие от известных расчетных методик, имеющих в основном частный характер, предлагаемый подход позволяет разработать универсальные уточненные методики расчета теплообмена и потерь давления в стесненном пространстве с учетом специфики режимов кипения.

На основе предложенного подхода может быть получена обобщенная методология расчета теплогидродинамических характеристик кипящих жидкостей, как для труб, так и для мини-каналов с величиной эквивалентного диаметра менее 1 мм в широком диапазоне режимных параметров и физических свойств.

Приведенная аналитическая модель может быть положена в основу методик оптимизации теплогидродинамических характеристик при кипении различных жидкостей в трубах и каналах.

Список источников

1. Лабунцов Д. А., Ягов В. В. Механика двухфазных систем. М.: Издат. дом МЭИ, 2016. 384 с. ISBN 978-5-383-00964-2.
2. Martinelli R. C., Nelson D. B. Prediction of pressure drop during forced circulation boiling of water // Trans. ASME. 1948. Vol. 70, no. 6. P. 695–720.
3. Lockhart R.W., Martinelli R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in

pipes // *Chemical Engineering Progress*. 1949. Vol. 45, no. 1. P. 39–48.

4. 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. P. 691–698. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.629.691.

5. Brayan W. L., Guaint G. W. Heat transfer coefficients in horizontal tube evaporators // *Refrigerating engineering*. 1951. No. 1. P. 114–121.

6. Baker O. Multiphase flow in pipelines. *Pipeline News*. 1958. June, 23.

7. Chawla J. Wärmeübergang und Druckabfall in waagrecht Rohren bei der Stromung von verdampfenden Kältemitteln // *VDI-Forschungsheft*. Dusseldorf: VDI-Verl, 1967. 36 S.

8. Sharma C. P., Varshney B. S., Gupta C. P. Forced circulation heat transfer during boiling of freon 12 // *Journal of the Institution Of Engineers India. Part MC Mechanical Engineering Division*. 1976. Vol. 57, no. 1. P. 96–111.

9. Gungor K. E., Winterton R. H. S. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli // *International Journal Heat Mass Transfer*. 1986. Vol. 29, no 3. P. 351–358.

10. Yang C. Y., Webb R. L. Friction Pressure Drop of R12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes with and without Micro-fins // *International Journal of Heat Mass Transfer*. 1996. Vol. 39, no. 4. P. 801–809. DOI: 10.1016/0017-9310(95)00151-4.

11. Малышев А. А., Киссер К. В., Куадио Коффи Фабрис. Комплексные экспериментальные исследования теплогидродинамических процессов кипящих хладагентов в мини-(микро) каналах // *Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование»*. 2017. № 2. С. 12–17. DOI: 10.17586/2310-1148-2017-10-2/3-12-17.

12. Малышев А. А., Киссер К. В., Филатов А. С. Новые методы прогнозирования режимов течения кипящих хладагентов в макро- и микрочаналах // *Вестник Международной академии холода*. 2016. № 2. С. 67–70. DOI: 10.21047/1606-4313-2016-15-2-67-70.

13. Khovalyg D. M., Baranenko A. V. Two-phase flow dynamics during boiling of R134a refrigerant in minichannels // *Technical Physics*. 2015. Vol. 60, no 3. P. 350–3581. DOI: 10.1134/S1063784215030123.

14. Nico V. G., Hrnjak P. S., Newell T. A. Characterization of Two-Phase Flow in Microchannels // *ACRC TR-202*. 2002. 110 p.

15. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.

ЗАЙЦЕВ Андрей Викторович, кандидат технических наук, доцент факультета низкотемпературной энергетики.

SPIN-код: 1652-6922

AuthorID (РИНЦ): 200047

ORCID: 0000-0003-0677-6320

ResearcherID: E-1700-2017

МАЛЫШЕВ Александр Александрович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, доцент факультета низкотемпературной энергетики.

SPIN-код: 1895-7245

AuthorID (РИНЦ): 185420

КУАДИО Коффи Фабрис, аспирант факультета низкотемпературной энергетики.

МАЛИНИНА Ольга Сергеевна, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент факультета низкотемпературной энергетики.

SPIN-код: 6840-9272;

AuthorID (РИНЦ): 709687

ЛИСОВЦОВ Андрей Олегович, аспирант факультета низкотемпературной энергетики.

Адрес для переписки: zai_@inbox.ru

Для цитирования

Зайцев А. В., Малышев А. А., Куадио Коффи Фабрис, Малинина О. С., Лисовцов А. О. Комплексный метод расчёта двухфазного потока при внутриканальном кипении хладагентов // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2020. Т. 4, № 2. С. 16–26. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-2-16-26.

Статья поступила в редакцию 28.03.2020 г.

© А. В. Зайцев, А. А. Малышев, Куадио Коффи Фабрис, О. С. Малинина, А. О. Лисовцов

COMPREHENSIVE TWO-PHASE FLOW CALCULATION METHOD WITH IN-CHANNEL REFRIGERANT BOILING

A. V. Zaitsev, A. A. Malyshev, Kouadio Koffi Fabrice,
O. S. Malinina, A. O. Lisovtsov

ITMO University,
Russia, Saint Petersburg, Kronverkskiy Ave., 49, 197101

In this paper, the authors deal with the processes occurring during boiling of two-phase flows in channels, which differ in many possible regimes, and their analytical description is possible only under strict restrictions within the given regime and the application of empirical data. An approach is proposed in which it is recommended to use a map of flow regimes (boiling) in coordinates $\varphi - \lg Fr_m$ as an empirical component. The analysis of the process is carried out in the entire range of parameters — mass flow, temperature and pressure taking into account the change of flow regimes. The analytical dependencies presented form together a complete mathematical model, which is implemented in the form of a computer program.

Keywords: two-phase flows, in-channel boiling of refrigerants, true volumetric vapor content, flow regimes.

References

1. Labuntsov D. A., Yagov V. V. *Mekhanika dvukhfaznykh sistem* [Mechanics of two-phase systems: a textbook for universities]. Moscow, 1992. ISBN 978-5-383-00964-2. (In Russ.).
2. Martinelli R. C., Nelson D. B. Prediction of pressure drop during forced circulation boiling of water // *Trans. ASME*. 1948. Vol. 70, no. 6. P. 695–720. (In Engl.).
3. Lockhart R.W., Martinelli R. C. Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes // *Chemical Engineering Progress*. 1949. Vol. 45, no. 1. P. 39–48. (In Engl.).
4. 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. P. 691–698. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.629.691. (In Engl.).
5. Brayan W. L., Guaint G. W. Heat transfer coefficients in horizontal tube evaporators // *Refrigerating engineering*. 1951. No. 1. P. 114–121. (In Engl.).
6. Baker O. Multiphase flow in pipelines. *Pipeline News*. 1958. June, 23. (In Engl.).
7. Chawla J. *Warmeubergang und Druckabfall in waagrecht Rohren bei der Stromung von verdampfenden Kaltemitteln* // *VDI-Forschungsheft*. Dusseldorf: VDI-Verl, 1967. 36 S. (In Germ.).
8. Sharma C. P., Varshney B. S., Gupta C. P. Forced circulation heat transfer during boiling of freon 12 // *Journal of the Institution Of Engineers India. Part MC Mechanical Engineering Division*. 1976. Vol. 57, no. 1. P. 96–111. (In Engl.).
9. Gungor K. E., Winterton R. H. S. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli // *International Journal Heat Mass Transfer*. 1986. Vol. 29, no 3. P. 351–358. (In Engl.).
10. Yang C. Y., Webb R. L. Friction Pressure Drop of R12 in Small Hydraulic Diameter Extruded Aluminum Tubes with and without Micro-fins // *International Journal of Heat Mass Transfer*. 1996. Vol. 39, no. 4. P. 801–809. DOI: 10.1016/0017-9310(95)00151-4. (In Engl.).
11. Malyshev A. A., Kisser K. V., Kouadio Koffi Fabrice. Kompleksnyye eksperimental'nyye issledovaniya teplogidrodinamicheskikh protsessov kipyashchikh khladagentov v mini-(mikro) kanalakh [Complex pilot studies of heathydrodynamic processes of the boiling coolants in mini-(micro) channels] // *Nauchnyy zhurnal NIU ITMO. Seriya «Kholodil'naya tekhnika i konditsionirovaniye»*. *Scientific Journal NRU ITMO. Series «Refrigeration and Air Conditioning»*. 2017. No. 2. P. 12–17. DOI: 10.17586/2310-1148-2017-10-2/3-12-17. (In Russ.).
12. Malyshev A. A., Kisser K. V., Filatov A. S. Novyye metody prognozirovaniya rezhimov techeniya kipyashchikh khladagentov v makro- i minikanalakh [New methods of prediction flow regimes for boiling refrigerant in macro- and minichannels] // *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2016. No 2. P. 67–70. DOI: 10.21047/1606-4313-2016-15-2-67-70. (In Russ.).
13. Khovalyg D. M., Baranenko A. V. Two-phase flow dynamics during boiling of R134a refrigerant in minichannels // *Technical Physics*. 2015. Vol. 60, no 3. P. 350–358. DOI: 10.1134/S1063784215030123. (In Engl.).
14. Nico V. G., Hrnjak P. S., Newell T. A. Characterization of Two-Phase Flow in Microchannels // *ACRC TR-202*. 2002. 110 p. (In Engl.).
15. Idelchik I. E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Handbook of hydraulic resistances]. Moscow, 1992. 672 p. (In Russ.).

ZAITSEV Andrey Viktorovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Cryogenic Engineering Department.



SPIN-code: 1652-6922

AuthorID (RSCI): 200047

ORCID: 0000-0003-0677-6320

ResearcherID: E-1700-2017

MALYSHEV Aleksandr Aleksandrovich, Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Associate Professor of Cryogenic Engineering Department.

SPIN-code: 1895-7245

AuthorID (RSCI): 185420

KOUADIO Koffi Fabrice, Graduate Student of Cryogenic Engineering Department.

MALININA Olga Sergeevna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Cryogenic Engineering Department.

SPIN-code: 6840-9272

AuthorID (RSCI): 709687

LISOVTSOV Andrey Olegovich, Graduate Student of Cryogenic Engineering Department.

Address for correspondence: zai_@inbox.ru

For citations

Zaitsev A. V., Malyshev A. A., Kouadio Koffi Fabrice, Malinina O. S., Lisovtsov A. O. Comprehensive two-phase flow calculation method with in-channel refrigerant boiling // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 2. P. 16–26. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-2-16-26.

Received March 28, 2020.

© A. V. Zaitsev, A. A. Malyshev, Kouadio Koffi Fabrice, O. S. Malinina, A. O. Lisovtsov