

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КИПЕНИИ В УСЛОВИЯХ ВЫНУЖДЕННОГО ТЕЧЕНИЯ ФРЕОНОВ

И.И. Крапивин

А.В. Беляев

А.В. Дедов

krapivinii@mpei.ru

belyaevalek@yandex.ru

dedovav@mpei.ru

НИУ МЭИ, Москва, Российская Федерация

---

### Аннотация

На текущий момент не существует методов расчета коэффициента теплоотдачи при кипении в потоке жидкости, в которых было бы учтено все разнообразие режимов течения в широком диапазоне параметров потока. Большинство экспериментальных и аналитических исследований выполнено при низких значениях приведенного давления. Существенно меньше исследований проведено при высоких значениях приведенного давления. В настоящее время существует множество эмпирических методов расчета теплоотдачи, полученных на различных хладагтах в условиях невысоких значений приведенного давления и массовых скоростей. Существуют также специальные формулы расчета теплоотдачи для мини- и микроканалов, полученные при малых значениях приведенного давления. В энергетических и холодильных системах возможно использование мини-канальных теплообменников, в которых специально подобранная рабочая жидкость будет находиться в условиях высокого или умеренного давления. Необходимо проверить работоспособность существующих методов расчета теплоотдачи в условиях повышенных значений приведенного давления вплоть до  $p_r \approx 0,6$  в канале с гидравлическим диаметром  $d \approx 1$  мм. Представлен обзор методов расчета коэффициента теплоотдачи при течении двухфазных потоков, их обобщение и сравнение результатов расчета по ним с собственными экспериментальными данными. Экспериментальные данные получены для значений приведенного давления  $p_r = p / p_{cr} = 0,43$  и  $0,56$  в диапазоне значений массо-

### Ключевые слова

*Коэффициент теплоотдачи, каналы малого диаметра, высокие приведенные давления, пузырьковое кипение, испарительный режим*

---

вой скорости $G = 200...1500$ кг/(м <sup>2</sup> ·с). Описан	Поступила 27.05.2022
экспериментальный стенд и порядок проведения	Принята 09.06.2022
эксперимента	© Автор(ы), 2022

---

*Работа выполнена при поддержке РФФИ (грант № 19-19-00410)*

**Введение.** В современных системах, предназначенных для отвода теплоты, например в тепловых насосах, возрастает потребность в точном прогнозировании параметров потока. Повышаются требования к общей эффективности энергетических систем и снижению воздействия на окружающую среду энергетического и холодильного оборудования. В настоящее время органические циклы Ренкина вызывают интерес в литературе ввиду возможности работы с низкопотенциальными источниками теплоты и сбросной теплотой. В этих циклах используют синтетические хладагенты, критические значения температуры которых значительно ниже, чем воды, что позволяет использовать низкопотенциальные источники теплоты, включая геотермальную энергию, солнечную энергию и промышленную сбросную теплоту. Диапазон значений температуры таких источников 100...250 °С, что соответствует температуре испарения рабочих жидкостей (50...150 °С). При указанных значениях температуры большинство криожидкостей работает при средних и высоких значениях приведенного давления  $p_r$ . Большой интерес вызывает использование диоксида углерода  $CO_2$  в качестве замены синтетическим хладагентам вследствие его нетоксичности, негорючести и нулевого озоноразрушающего потенциала. Низкая критическая температура диоксида углерода  $CO_2$  ( $T_{cr} = 31,1$  °С) приводит к тому, что он работает при значениях приведенного давления от среднего до высокого даже в холодильных системах.

**Методы расчета коэффициента теплоотдачи.** Для расчета коэффициента теплоотдачи при однофазной конвекции используют хорошо работающие методы расчета. Для расчета теплоотдачи при кипении в потоке существует множество формул, результаты расчета по которым могут сильно расходиться для одинаковых условий. Большая часть таких формул является эмпирическими или полуэмпирическими. Основным недостатком эмпирических формул — диапазон их применения ограничен условиями экспериментов, на которых они были апробированы. Некоторые из них получены путем уточнения уже существующей эмпирической формулы в ходе новой серии экспериментов, что немного расширяет диапазон применения этих формул.

При течении кипящей жидкости в канале существует несколько механизмов теплообмена, которые обуславливают построение методов расчета. Результаты сравнительного анализа исследований приведены в [1], где пред-

ложена классификация исследований в зависимости от преобладающего механизма теплообмена. Авторами работы [1] выделено три режима теплообмена: 1) доминирование теплоотдачи за счет механизма пузырькового кипения; 2) испарительный режим; 3) равнозначность пузырькового кипения и испарительного режима. Результаты исследования, выполненные согласно указанной классификации, представлены в табл. 1.

*Исследования теплообмена при пузырьковом кипении.* Существует множество формул для определения коэффициента теплоотдачи при кипении потока жидкости в канале. Одной из наиболее известных является формула Чена (J. Chen) [2]:

$$\alpha = S\alpha_{boil} + F\alpha_{conv}, \quad (1)$$

где  $S$ ,  $F$  — коэффициенты, учитывающие влияние каждого механизма теплообмена;  $\alpha_{conv}$  — коэффициент теплоотдачи однофазного потока, рассчитываемый по формуле Михеева [16],

$$\alpha_{conv} = 0,023 \operatorname{Re}_{\text{ж}}^{0,8} \operatorname{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d_{\Gamma}}; \quad (2)$$

$\alpha_{boil}$  — коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении.

В некоторых исследованиях используют модифицированную формулу Михеева с добавлением зависимости от массового расходного паросодержания:

$$\alpha_{conv} = 0,023 [(1-x) \operatorname{Re}_{\text{ж}}]^{0,8} \operatorname{Pr}_{\text{ж}}^{0,43} \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d_{\Gamma}}. \quad (3)$$

Здесь  $\alpha_{boil}$  — коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении, рассчитывается по формуле из [5]:

$$\alpha_{boil} = 55 p_r^{0,12} (0,4343 \ln(p_r))^{-0,55} M^{-0,5} q^{0,67} \quad (4)$$

или по формуле, предложенной в [17]:

$$\alpha_{boil} = 0,00122 \left[ \frac{\lambda_{\text{ж}}^{0,79} C p_{\text{ж}}^{0,45} \rho_{\text{ж}}^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_{\text{ж}}^{0,29} (h_{\Gamma} - h_{\text{ж}})^{0,24} \rho_{\Gamma}^{0,24}} \right] (\Delta T_s)^{0,24} (\Delta p_s)^{0,75}.$$

Коэффициенты  $S$ ,  $F$  могут зависеть от различных параметров потока. В частности, в [2] коэффициент  $F$  выражается через параметр Мартинелли, а  $S$  зависит от числа  $\operatorname{Re}$  для двухфазного потока:

$$F = \begin{cases} 1, & 1/\chi_{tt} \leq 0,1, \\ 2,35(1/\chi_{tt} + 0,213)^{0,736}, & 1/\chi_{tt} > 0,1; \end{cases}$$

$$S = \left[ 1 + 2,56 \cdot 10^{-6} \operatorname{Re}_{2\phi}^{1,17} \right]^{-1}; \quad \operatorname{Re}_{2\phi} = \frac{G(1-x)d_{\Gamma}}{\mu_{\text{ж}}}.$$

Таблица 1

## Результаты исследования и их параметры

Жидкость	Канал	$d$ , мм	$q$ , кВт/м <sup>2</sup>	$G$ , кг/(м <sup>2</sup> · с)	$x$	Источник
<i>Пузырьковое кипение</i>						
Вода	Круглый	3,1	6,2-2400	125-750	0-0,6	[2]
R-113		3,1	14-380	125-750	0-0,6	[3]
R-12, R-134a	Круглый / прямоугольный	2,4	3,6-129	44-832	0-0,95	[4]
Вода	Круглый	9,6-14,4	20-357	100-300	0-0,5	[5]
Вода, азот, FC-77		0,16-2,92	4-1150	20-3000	0-1	[6]
Вода, R-11, R-12, R-22, R-113, R-114	Круглый / прямоугольный	3-32	0,3-2500	12-8200	0-0,94	[7]
<i>Испарительный режим</i>						
R-134a	Круглый	1,2	10-35	45-155	0,2-1	[8]
R-134a	Прямоугольный	2,01	6-31,6	90-295	0-1	[9]
<i>Равнозначность пузырькового кипения и испарительного режима</i>						
Вода, R-11, R-12, R-114, NO <sub>2</sub>	Круглый / прямоугольный	0,21	25-85	400-800	0-1	[10]
13 жидкостей		3-32	0-50	1000-9000		[11]
CO <sub>2</sub>	Круглый	1,5-3	20-40	200-600	0-1	[12]
11 жидкостей		0,21-6,5	5-109	44-1500		[13]
9 жидкостей	Круглый / прямоугольный	0,35-5,35	-	33-2738	0-1	[14]
R-11, R-12, R-22		5-15	100-1250	70-11 000		[15]

Согласно (1), расчет коэффициента теплоотдачи выполняется с использованием интерполяции коэффициентов теплоотдачи при пузырьковом кипении и конвективном теплообмене. Далее подобный подход использован другими исследователями в качестве основы для методик расчета  $\alpha$ .

Результаты экспериментов на фреоне R-113, в которых пузырьковое кипение было основным механизмом теплообмена, приведены в [3]. Авторами предложена формула расчета коэффициента теплоотдачи, в которой учитывается не только теплоотдача за счет кипения через число Бонда  $Bo$ , но и конвективный теплообмен через число Рейнольдса  $Re$ :

$$\alpha = 30 Re^{0,857} Bo^{0,714} \frac{\lambda_{ж}}{d_r}. \quad (5)$$

Результаты экспериментальных исследований теплообмена и кризиса теплообмена в круглом и прямоугольном каналах с эффективным гидравлическим диаметром 2,4 мм при умеренных значениях приведенного давления  $p_r = p / p_{cr} = 0,2$  приведены в [4]. В качестве рабочих жидкостей использованы фреоны R-12, R-134a. В результате обобщения экспериментальных данных получена эмпирическая зависимость коэффициента теплоотдачи от числа кипения  $Bo$ . Влияние конвекции учитывается через число Вебера  $We$ :

$$\alpha = 8,4 \cdot 10^{-5} (Bo^2 We)^{0,3} \left( \frac{\rho_r}{\rho_{ж}} \right)^{0,4}.$$

Данные о коэффициенте теплоотдачи при кипении насыщенного потока воды в вертикальных трубах диаметрами 9,6 и 14,4 мм при давлении  $p = 160 \dots 600$  кПа получены в [5]. Эксперименты для трубы диаметром 9,6 мм проведены при массовой скорости 123...630 кг/(м<sup>2</sup>·с) и значениях теплового потока до 400 кВт/(м<sup>2</sup>·К). Эксперименты для трубы диаметром 14,4 мм выполнены при меньших значениях массовой скорости (55...334 кг/(м<sup>2</sup>·с)) и значениях теплового потока до 100 кВт/(м<sup>2</sup>·К). В результате предложена формула коэффициента теплоотдачи, основанная на параметре Мартинелли и конвективном коэффициенте теплоотдачи (2):

$$\alpha = (1 + 1,8 \chi_{tt}^{-0,87}) \alpha_{conv}.$$

Результаты исследования коэффициента теплоотдачи при течении воды, азота и FC-77, в ходе которого была получена формула (1), где

$$F = 1 + 80 (x^2 - x^6) e^{-0,6 Co}, \quad S = 1 - x;$$

$$\alpha_{conv} = \alpha_{ж} (1-x) + \alpha_{ж} x,$$

$$\alpha_{ж} = \left[ 3,66 + \frac{0,0668 \operatorname{Re}_{ж} \operatorname{Pr}_{ж} (d_{\Gamma} / l)}{1 + 0,04 (\operatorname{Re}_{ж} \operatorname{Pr}_{ж} (d_{\Gamma} / l))^{2/3}} \right] \frac{\lambda_{ж}}{d_{\Gamma}},$$

приведены в [6]. Коэффициент  $\alpha_{\Gamma}$  рассчитывается по аналогичной для коэффициента  $\alpha_{ж}$  формуле;  $Co = 0,3-4,0$  — число Каулинга; коэффициент  $\alpha_{conv}$  определяется по (2), а  $\alpha_{boil}$  — по формуле из [18]:

$$\alpha_{boil} = 55 p_r^{0,12-0,2 \lg R_p} \left( 0,4343 \ln(p_r)^{-0,55} \right) M^{-0,5} q^{0,67}. \quad (6)$$

Формула (6) проверена на базе данных, содержащей 3 899 точек данных из 14 экспериментальных исследований, и может быть использована для мини- и микроканалов.

Сравнительный анализ нескольких расчетных формул, взятых из [2, 11, 15] и баз данных, по которым они получены, выполнен в [7]. В качестве основной формулы взята модификация формулы (1):

$$\alpha = \sqrt{(S\alpha_{boil})^2 + (F\alpha_{conv})^2},$$

где  $\alpha_{conv}$ ,  $\alpha_{boil}$  рассчитываются по (2) и (4). Необходимо отметить введенное ограничение по числу Прандтля  $\operatorname{Pr}_{ж} = 0,83-9,1$ , которое добавлено как параметр, характеризующий влияние конвективной составляющей на коэффициент теплоотдачи:

$$F = \left( 1 + x \operatorname{Pr}_{ж} \left[ \frac{\rho_{ж}}{\rho_{\Gamma}} - 1 \right] \right)^{0,35};$$

$$S = \left( 1 + 0,055 F^{0,1} \operatorname{Re}_{ж}^{0,16} \right)^{-1}.$$

Установлено, что интенсивное испарение жидкости по границам сухих пятен (центров парообразования) является определяющим механизмом пузырькового кипения, отличающим его от любых типов однофазного конвективного теплообмена, и объясняет чрезвычайно высокую интенсивность теплообмена при пузырьковом кипении [19]. В результате рассмотрения физической модели и обобщения экспериментальных данных получена аналитическая формула для расчета теплоотдачи при кипении в большом объеме:

$$q_{boil} = 3,43 \cdot 10^{-4} \frac{\lambda^2 \Delta T_s^3}{\nu \sigma T_s} \left[ 1 + \frac{(h_{\Gamma} - h_{ж})(\Delta T_s)^2}{2R_i T_s} \right] \left( 1 + \sqrt{1 + 800B} + 400B \right), \quad (7)$$

где  $\Delta T_s = T_{ст} - T$ ,  $T_{ст}$  — температура стенки; все параметры определены при температуре насыщения  $T_s$ ;

$$B = \frac{(h_r - h_{ж})(\rho_r v)^{1,5}}{\sigma(\lambda T_s)^{0,5}}.$$

Формулы для расчета теплоотдачи при кипении в потоке жидкости предложены в [20]:

$$\begin{aligned} q &= q_{conv} + q_{boil}; \\ q_{conv} &= \frac{Nu \lambda_{ж}}{d_r} (T_{ж} - T_{ст}); \\ Nu &= \frac{Re Pr(\xi/8)}{1 + 900/Re + 12,7(\xi/8)^{0,5}(Pr^{0,67} - 1)}, \end{aligned} \quad (8)$$

где  $q_{boil}$  рассчитывается по (7). Обобщение экспериментальных данных, полученных при высоких значениях приведенного давления  $p_r = p/p_{cr} = 0,15-0,19$  в каналах диаметрами 1,36 и 0,95 мм, показало удовлетворительное соответствие с результатами расчета по (8).

*Исследования теплообмена при испарительном режиме.* Результаты исследования кипения R-134 в многопортовом мини-канале при малой массовой скорости описаны в [8]. В качестве нагревателя был использован противоточный теплообменник, в котором хладагент находился во внутренней трубе, а горячая вода — в наружной. Сделаны следующие выводы:

- 1) перепад давления повышается при увеличении массовой скорости и слабо зависит от плотности теплового потока;
- 2) коэффициент теплоотдачи в основном зависит от плотности теплового потока, слабо меняясь при изменении массового расходного паросодержания и массовой скорости.

В результате получена экспериментальная формула

$$\alpha = S Bo^{1,032} We^{0,052} Co^{-0,391} \alpha_{conv},$$

где  $S = 1,737 + 0,97(\beta\chi_{tt})^{0,523}$ ,  $\beta$  — соотношение сторон в случае прямоугольного канала.

Для расчета в [9] использована плоская алюминиевая многопортовая экструдированная труба, состоящая из 11 параллельных прямоугольных каналов. Получена формула

$$\alpha = \begin{cases} 28q^{0,66} G^{-0,26} x^{-0,1}, & x < 0,43, \\ 28q^{0,66} G^{-0,64} x^{-2,08}, & x > 0,43. \end{cases}$$

Установлено, что при низких значениях теплового потока, относительного паросодержания и массовой скорости коэффициент теплоотдачи увеличивается пропорционально относительному паросодержанию и не зависит от теплового потока и массовой скорости [9]. При средних значениях теплового потока коэффициент теплоотдачи практически не зависит от относительного паросодержания и увеличивается с тепловым потоком. Кроме того, коэффициент теплоотдачи в таких условиях слабо зависит от массовой скорости. При очень высоких значениях теплового потока коэффициент теплоотдачи слабо возрастает при увеличении массовой скорости и уменьшается с увеличением теплового потока. Последнее, вероятно, связано с периодическим высыханием до достижения кризиса.

*Расчет теплообмена в условиях равнозначности пузырькового кипения и испарительного режима.* Сравнение различных данных проведено в [10]. Для формулы взяты данные 24 экспериментальных исследований. Для сравнения также рассмотрены формулы, взятые из [2, 11, 15]. На основании результатов проведенного анализа получена формула-соотношение, в которой коэффициент теплоотдачи зависит от конвективной составляющей, числа Фруда, числа кипения и числа стесненности:

$$\frac{\alpha}{\alpha_{conv}} = \begin{cases} 1,136 Co^{-0,9} (25 Fr)^c + 667,2 Bo^{0,7} F_{ж}, & Co < 0,65, \\ 0,0683 Co^{-0,2} (25 Fr)^c + 1058 Bo^{0,7} F_{ж}, & Co > 0,65; \end{cases}$$

$$F = \begin{cases} 1,0 & \text{для воды,} \\ 1,3 & \text{для R-113;} \end{cases}$$

$$c = \begin{cases} 0,3 & \text{горизонтальная труба,} \\ 0 & \text{вертикальная труба или } Fr_{ж} > 0,04, \end{cases}$$

где  $\alpha_{conv}$  рассчитывается по (4).

Сравнительный анализ большого объема данных при преобладающем испарительном режиме проведен в [11]. Рассмотрено более 4300 точек данных для воды, хладагентов и этиленгликоля из 28 исследований в основном для насыщенного кипения в вертикальных и горизонтальных трубах, с учетом режимов кипения. Выведенная формула более универсальна в применении и дает более точное соответствие экспериментальным данным, чем приведенные выше формулы. Среднее отклонение расчетного коэффициента теплоотдачи от измеренного 21,4 %. Авторы ра-



боты [11] предложили модифицированную формулу (1), где  $\alpha_{conv}$ ,  $\alpha_{boil}$  рассчитываются по (3) и (4), а коэффициенты  $S$  и  $F$  зависят от числа кипения, числа Фруда и параметра Мартинелли:

$$F = \begin{cases} 1 + 24\,000 \text{Bo}^{1,16} + 1,37 (1/\chi_{tt})^{0,86}, \\ \text{Fr}^{0,1-2\text{Fr}} \text{ горизонтальная труба и } \text{Fr} < 0,05; \end{cases}$$

$$S = \begin{cases} (1 + 1,15 \cdot 10^6 F^2 \text{Re}_{\text{ж}}^{1,17})^{-1}; \\ \sqrt{\text{Fr}} \text{ горизонтальная труба и } \text{Fr} < 0,05. \end{cases}$$

В ходе исследований [12] установлено, что пузырьковое кипение имеет наибольшее влияние на коэффициент теплоотдачи при низких значениях относительного паросодержания. Испарительный режим при кипении оказывает существенное влияние на коэффициент теплоотдачи в областях с высоким значением относительного паросодержания.

Результаты сравнительного анализа 13 полученных ранее формул с новой базой данных, включающей в себя 2 505 точек данных для 11 жидкостей, приведены в [13]. Показано, что формула из работы [2] и ее модификации не очень хорошо подходят для мини-каналов и что наиболее подходящими являются формулы из работы [3]. На основе (5) и введения в нее числа Вебера была предложена модифицированная формула

$$\alpha = \frac{6 \text{Re}_{\text{ж}}^{1,05} \text{Bo}^{0,54}}{\text{We}_{\text{ж}}^{0,191} (\rho_{\text{ж}} / \rho_{\text{г}})^{0,142}} \frac{\lambda_{\text{ж}}}{d_{\text{г}}}. \quad (9)$$

Экспериментальные данные ( $\approx 10$  тыс. точек) для кипящего потока в мини- и микроканалах из 31 источника с учетом данных по однофазному течению приведены в [14]. Всего рассмотрено 18 рабочих жидкостей и получена формула

$$\alpha = \sqrt{(\alpha_{boil})^2 + (\alpha_{sp})^2};$$

$$\alpha_{boil} = \alpha_{conv} \left( 2345 \text{Bo} \left[ \frac{\Pi_{\text{гид}}}{\Pi_{\text{сеч}}} \right]^{0,7} (p_r)^{0,38} (1 - x^{-0,51}) \right);$$

$$\alpha_{sp} = \alpha_{conv} \left( 5,2 \text{Bo} \left[ \frac{\Pi_{\text{гид}}}{\Pi_{\text{сеч}}} \right]^{0,7} \text{We}_{\text{ж}}^{-0,54} + 3,5 \left( \frac{1}{\chi_{tt}} \right)^{0,94} \left( \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{0,25} \right),$$

где  $\alpha_{conv}$  определяется по (3). Новая обобщенная формула составлена с учетом вклада пузырькового кипения и испарительного режима. Полу-

чено довольно хорошее совпадение различных баз данных и результатов, рассчитанных по (9), для всех рабочих жидкостей в диапазоне рассматриваемых параметров. Формула также применена к кипящему потоку в одно- и многоканальных конфигурациях, что показало хорошее согласие с экспериментальными данными.

Автор работы [16] представил в графическом виде общую формулу, названную СНАРТ для расчета коэффициентов теплоотдачи при кипении насыщенного потока в каналах. Для рассмотрения было взято 780 точек с данными из 19 независимых экспериментальных исследований. Формула предложена как зависимость от коэффициента  $\alpha_{conv}$ , рассчитываемого по (2), и числа кипения, учтенного в виде коэффициента  $\psi$ :

$$\alpha = \psi \alpha_{conv};$$

$$433 \text{ Bo}^{0,65}, \text{ Bo} > 2,5 \cdot 10^{-4},$$

$$\psi = 1 + \text{Bo} \left( 216 \cdot 10^{-6} + 0,041 \text{ Bo} - 1,53 \text{ Bo}^2 \right)^{-1}, \text{ Bo} = 2,5 \cdot 10^{-4},$$

$$19 \text{ Bo}^{0,27}, \text{ Bo} < 2,5 \cdot 10^{-4}.$$

Обнаружено, что результаты по всему диапазону параметров всех жидкостей имеют среднее отклонение примерно 14 %. Формула применяется как для расчета горизонтальных, так и вертикальных труб.

На данный момент предпринято достаточно много усилий для построения методов расчета теплообмена при кипении. Однако, например, в [21] при проверке этих методов на большом массиве данных наблюдается существенное отклонение (более 50 %) от экспериментальных значений и расхождение результатов расчетов по разным уравнениям. Результаты расчетов показывают разную сходимость в зависимости от вида жидкости и параметров потока. Все это приводит к необходимости повторной апробации методов расчета в конкретных условиях на специально получаемых экспериментальных данных.

**Описание стенда.** Гидравлический контур экспериментального стенда (рис. 1) позволяет поддерживать стабильные параметры потока на входе в рабочую часть при давлении до 2,7 МПа и температуре до 150 °С. Для поддержания циркуляции рабочей жидкости использован многоступенчатый центробежный насос 6. Массовая скорость измерена с использованием высокоточного кориолисова расходомера 7.

Рабочей жидкостью в исследовании выбран фреон R-125 с параметрами критической точки  $T = 66$  °С,  $p = 3,6177$  МПа. Выбор рабочей жидкости обусловлен относительно низким критическим давлением и рабочим диапазоном значений температуры 20...50 °С, позволяющим мини-

минимизировать тепловые потери в окружающую среду. Хладагент, прошедший весь контур, охлаждался водой в рекуперативном теплообменнике 12. Давление в контуре создавалось и поддерживалось термокомпрессором 1. С использованием датчиков давления на входе и выходе из рабочего участка и дифференциального манометра измерялось давление в контуре и потери давления. Температура потока на входе и температура на выходе рабочего участка измерялись предварительно откалиброванными кабельными хромель-копелевыми термопарами с диаметром кабеля 0,7 мм.

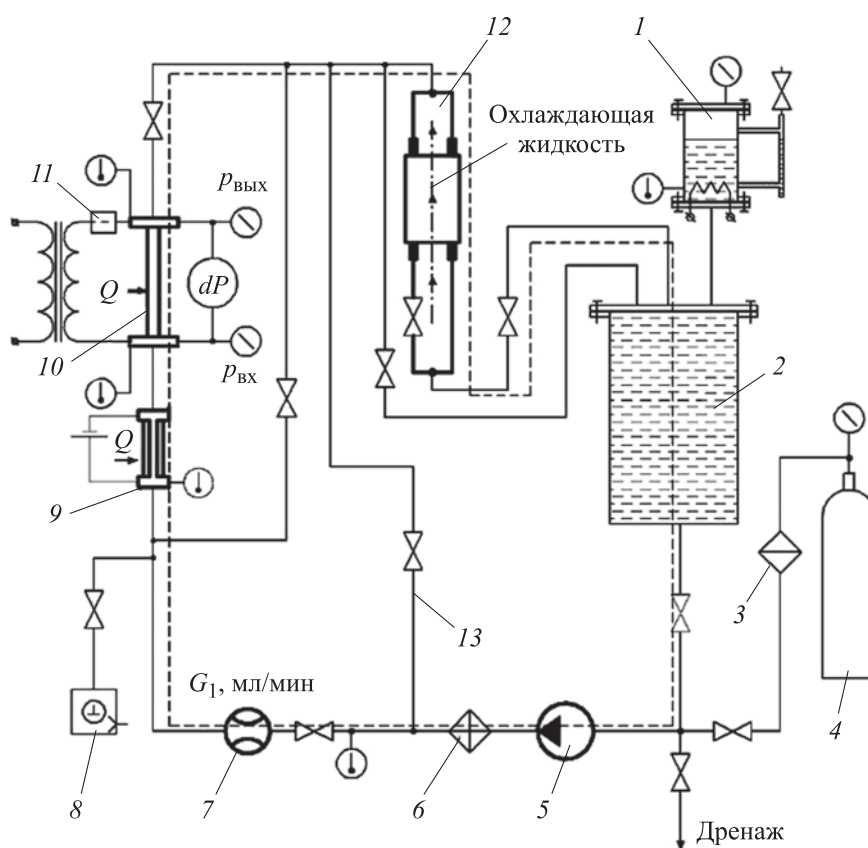


Рис. 1. Схема экспериментального стенда:

1 — термокомпрессор; 2 — основной резервуар; 3, 6 — фильтры; 4 — баллон с хладагентом; 5 — многоступенчатый центробежный насос; 7 — расходомер; 8 — форвакуумный насос; 9 — преднагреватель; 10 — рабочий участок; 11 — измеритель переменного тока; 12 — рекуперативный теплообменник; 13 — байпасная линия

Рабочий участок (рис. 2) имеет вертикальную конструкцию с предварительным нагревателем длиной 60 мм. Нагрев осуществлялся переменным током. Для рабочей секции использовалась трубка из коррозионно-

стойкой стали с длиной нагреваемого участка 50 мм, внутренним диаметром 1,1 мм. Трубка электрически изолирована и гидравлически уплотнена с помощью тефлоновых вставок. На схеме участка показаны расположение токоподводов, места съема давления и координаты расположения пяти хромель-копелевых термопар, приваренных к стенке с использованием лазерной сварки. Температура внутренней поверхности стенки рассчитывалась с использованием уравнения теплопроводности для цилиндрической стенки.

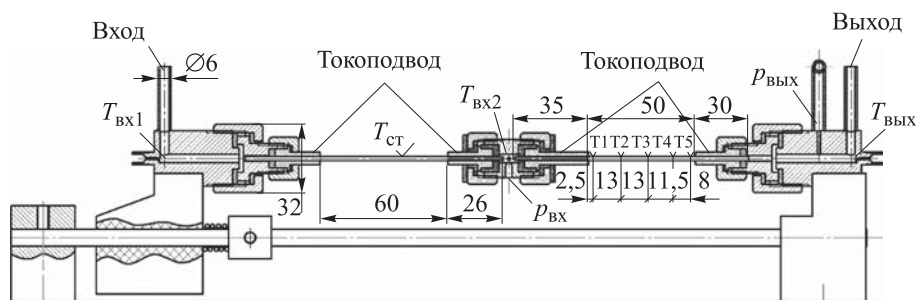


Рис. 2. Рабочий участок экспериментального стенда

Конструкция рабочего участка имеет термокомпенсацию, которая обеспечена вертикальной степенью свободы входного коллектора. Рабочий участок установлен на платформу, которая может скользить вдоль двух вертикальных металлических стержней. Для исключения вибрации и повышения устойчивости площадка входного коллектора поджимается пружиной. Рабочий участок изолирован теплоизоляционным кожухом для исключения тепловых потерь за счет свободной конвекции воздуха.

**Экспериментальные данные и их обобщение.** На рабочем участке с внутренним диаметром 1,1 мм и длиной 50 мм выполнена серия экспериментов. Рабочая жидкость — фреон R-125. Получены экспериментальные значения параметров потока и температуры стенки для 530 стационарных режимов при  $p_r = p / p_{cr} = 0,43$  и  $0,56$  в диапазоне значений массовой скорости  $G = 200 \dots 1500$  кг/(м<sup>2</sup> · с). Каждый режим записывался при фиксированном объемном расходе, тепловой нагрузке и давлении в контуре, устанавливаемом с помощью термокомпрессора. Температура на входе не менялась, ее значения близки к комнатной. На рабочий участок подавалось переменное напряжение, при установлении стационарных значений температуры стенки осуществлялась запись температуры потока на входе и выходе, температуры стенки, перепада давления, расхода, мощности нагрева. Тепловая нагрузка увеличивалась ступенчато до достижения кризиса теплоотдачи, о чем свидетельствовал резкий рост температуры стенки.

На основании полученных первичных данных о температуре стенки, температуре и давлении на входе и выходе рассчитаны коэффициенты теплоотдачи и построены кривые кипения. Первичные данные о потерях давления и их обобщение представлены в [22]. Кривые кипения, полученные при различных значениях массовой скорости в сечении термомпары Т4 для приведенного давления 0,56, показаны на рис. 3.

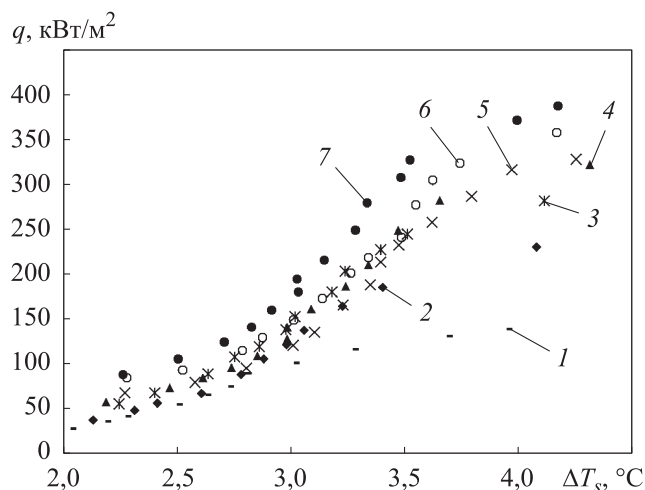


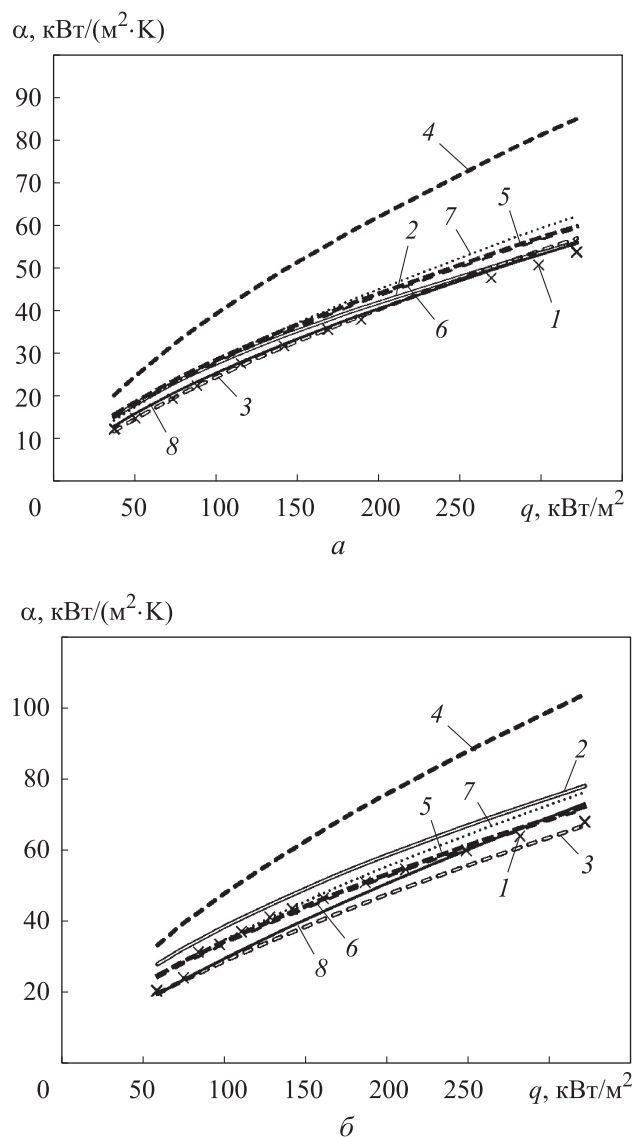
Рис. 3. Кривые кипения при  $G = 200$  (1),  $400$  (2),  $600$  (3),  $800$  (4),  $1000$  (5),  $1200$  (6) и  $1500$   $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  (7)

С возрастанием массовой скорости и, следовательно, влияния конвективного теплообмена, наблюдается характерное увеличение значения плотности теплового потока при неизменном значении  $\Delta T_s$ . При этом сохраняется характер зависимости  $q(\Delta T_s)$ , что свидетельствует о доминировании пузырькового кипения. При увеличении массовой скорости также увеличивается коэффициент теплоотдачи.

Для обобщения данных выбраны рассмотренные методы расчета [2–15]. Включены только те экспериментальные значения, которые гарантированно соответствовали развитому кипению жидкости на стенке, т. е. значения теплового потока, при котором с его увеличением наблюдалось незначительное изменение температуры стенки.

Сопоставление экспериментальных и расчетных данных проведено для коэффициента теплоотдачи, определенного в сечениях расположения термомпар рабочего участка. Пример зависимости экспериментальных значений коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока приведен на рис. 4, а. Данные получены при  $p_r = 0,43$  и  $G = 850$   $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ , выполнено

сравнение с результатами расчета по формулам для сечения рабочего участка в области термодары Т1. Зависимости, полученные при давлении  $p_r = 0,56$  и  $G = 800 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ , показаны на рис. 4, б. Большинство методов расчета хорошо предсказывает экспериментальные данные в представленных режимах течения в области значений  $x \approx 0$ .



**Рис. 4.** Зависимости экспериментальных значений коэффициента теплоотдачи от плотности теплового потока при  $p_r = 0,43$ ,  $G = 850 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ,  $-0,06 < x < 0,14$  (а) и  $p_r = 0,56$ ,  $G = 800 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ ,  $-0,17 < x < -0,13$  (б): 1 — экспериментальные данные; результаты расчета по формулам из [4] (2), [3] (3), [15] (4), [5] (5), [2] (6), [7] (7) и по формуле (8) (8)

Проведен сравнительный анализ экспериментальных результатов с результатами, полученными по рассмотренным формулам. Определены осредненные показатели:

– среднее абсолютное отклонение

$$MAD = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{\alpha_{Ti} - \alpha_{Эi}}{\alpha_{Эi}},$$

где  $N$  — число точек;  $\alpha_T$  — расчетные значения;  $\alpha_Э$  — экспериментальные значения;

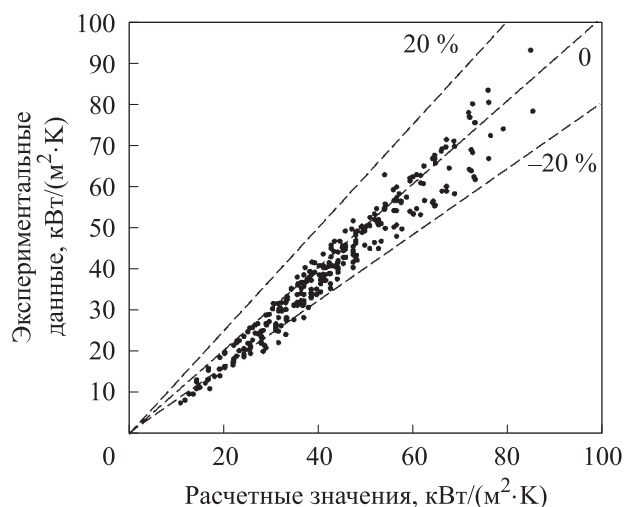
– число точек, для которых отклонение меньше, либо равно 10 % (PPN10) и меньше, либо равно 20 % (PPN20).

Полученные для каждой формулы показатели сведены в табл. 2. Расчеты, полученные по большинству формул, показывают хорошее совпадение с экспериментальными данными. Наилучшее совпадение с экспериментальными данными показали расчеты по формулам, полученным для различных фреонов. Особенно выделяется формула из [4], которая показала среднее отклонение 9,2 %, результаты обобщения приведены на рис. 5.

Таблица 2

**Результаты теоретических расчетов**

MAD, %	PPN10, %	PPN20, %	Источник или формула
<i>Пузырьковое кипение</i>			
9,2	63	90	[4]
10,9	58	84	[2]
11,0	60	83	[5]
11,0	55	79	[7]
17,7	22	61	[3]
22,8	22	41	(8)
30,9	47	60	[6]
<i>Пузырьковое кипение + испарительный режим</i>			
36,6	1	17	[14]
37,7	13	32	[10]
45,7	0	5	[15]
52,9	20	36	[11]
59,0	9	21	[13]
<i>Испарительный режим</i>			
61	0	0	[9]
82	4	10	[8]



**Рис. 5.** Сравнение расчетных значений, полученных по формуле из [4], с экспериментальными данными

**Заключение.** Проведена серия экспериментов по изучению теплоотдачи при течении фреона R-125 в канале с внутренним диаметром 1,1 мм и длиной 50 мм. Получено более 530 значений теплового потока и коэффициентов теплоотдачи при  $p_r = p / p_{cr} = 0,43; 0,56$ ,  $G = 200 \dots 1500$  кг/(м<sup>2</sup> · с).

Выполнено обобщение собственных экспериментальных данных с использованием методов расчета. Для каждого метода расчета получены осредненные результаты. На основании результатов проведенного анализа можно сделать вывод, что лучше всего показали себя формулы, полученные при течении различных фреонов в условиях параметров потока, близких к условиям проведенных экспериментов, в частности, при  $\Delta T_s \leq 6$  °С.

Формула (8), основанная на формуле Ягова [19], может быть рекомендована к применению в широком диапазоне значений параметров потока.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Charnay R., Revellin R., Bonjour J. Flow boiling heat transfer in minichannels at high saturation temperatures: Part I — Experimental investigation and analysis of the heat transfer mechanisms. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2015, vol. 87, pp. 636–652.  
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.03.081>
- [2] Chen J.C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluid in convective flow. *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, 1966, vol. 5, iss. 3, pp. 322–329.  
DOI: <https://doi.org/10.1021/i260019a023>



- [3] Lazarek G., Black S. Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1982, vol. 25, iss. 7, pp. 945–960. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(82\)90070-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(82)90070-9)
- [4] Tran T.N., Wambsganss M.W., France D.M. Small circular and rectangular channel boiling with two refrigerants. *Int. J. Multiph. Flow*, 1966, vol. 22, iss. 3, pp. 485–498. DOI: [https://doi.org/10.1016/0301-9322\(96\)00002-X](https://doi.org/10.1016/0301-9322(96)00002-X)
- [5] Kenning D.B.R., Cooper M.G. Saturated flow boiling of water in vertical tubes. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1989, vol. 32, iss. 3, pp. 445–458. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(89\)90132-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(89)90132-4)
- [6] Bertsch S.S., Groll E.A., Garimella S.V. A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2009, vol. 52, iss. 7-8, pp. 2110–2118. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.10.022>
- [7] Liu Z., Winterton R.H.S. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli based on a nucleate pool boiling equation. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1991, vol. 34, iss. 11, pp. 2759–2766. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(91\)90234-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(91)90234-6)
- [8] Kaew-On J., Wongwises S. New proposed two-phase multiplier and evaporation heat transfer coefficient correlations for R134a flowing at low mass flux in a multiport minichannel. *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 2012, vol. 39, iss. 6, pp. 853–860. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.04.015>
- [9] Agostini B., Bontemps A. Vertical flow boiling of refrigerant R134a in small channels. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2005, vol. 26, iss. 2, pp. 296–306. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2004.08.003>
- [10] Kandlikar S.G. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. *J. Heat Transfer.*, 1990, vol. 112, iss. 1, pp. 219–228. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2910348>
- [11] Gungor K.E., Winterton R.H.S. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1986, vol. 29, iss. 3, pp. 351–358. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(86\)90205-X](https://doi.org/10.1016/0017-9310(86)90205-X)
- [12] Choi K.I., Pamitran A.S., Oh J.T. Two-phase flow heat transfer of CO<sub>2</sub> vaporization in smooth horizontal minichannels. *Int. J. Refrig.*, 2007, vol. 30, iss. 5, pp. 767–777. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.12.006>
- [13] Sun L., Mishima K. An evaluation of prediction methods for saturated flow boiling heat transfer in minichannels. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2009, vol. 52, iss. 23-24, pp. 5323–5329. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.06.041>
- [14] Kim S.-M., Mudawar I. Universal approach to predicting two-phase frictional pressure drop for mini/micro-channel saturated flow boiling. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2013, vol. 58, iss. 1-2, pp. 718–734. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.11.045>

- [15] Shah M.M. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. *ASHRAE Transactions*, 1982, vol. 88, no. 1, pp. 185–196.
- [16] Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М., Энергия, 1977.
- [17] Forster K., Zuber N. Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer. *AIChE J.*, 1955, vol. 1, iss. 4, pp. 531–535. DOI: <https://doi.org/10.1002/aic.690010425>
- [18] Cooper M.G. Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling — a wide-ranging examination using reduced properties. *Adv. Heat Transf.*, 1984, vol. 16, pp. 157–239. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70205-3](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70205-3)
- [19] Ягов В.В. Основной механизм пузырькового кипения. *Теплоэнергетика*, 2008, № 3, с. 58–63.
- [20] Belyaev A., Varava A., Dedov A., et al. An experimental study of flow boiling in minichannels at high reduced pressure. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2017, vol. 110, pp. 360–373. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.045>
- [21] Marchetto D.B., Moreira D.C., Revellin R., et al. A state-of-the-art review on flow boiling at high reduced pressures. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2022, vol. 193, art. 122951. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.122951>
- [22] Belyaev A.V., Dedov A.V., Krapivin I.I., et al. Study of pressure drops and heat transfer of nonequilibrium two-phase flows. *Water*, 2021, vol. 13, iss. 16, art. 2275. DOI: <https://doi.org/10.3390/w13162275>

**Крапивин Илья Игоревич** — аспирант кафедры «Общая физика и ядерный синтез» НИУ МЭИ (Российская Федерация, 111250, Москва, Красноказарменная ул., д. 1).

**Беляев Александр Владимирович** — канд. техн. наук; старший преподаватель кафедры «Общая физика и ядерный синтез» НИУ МЭИ (Российская Федерация, 111250, Москва, Красноказарменная ул., д. 1).

**Дедов Алексей Викторович** — д-р техн. наук, директор Института тепловой и атомной энергетики НИУ МЭИ; профессор кафедры «Общая физика и ядерный синтез» НИУ МЭИ (Российская Федерация, 111250, Москва, Красноказарменная ул., д. 1).

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Крапивин И.И., Беляев А.В., Дедов А.В. Экспериментальное исследование теплообмена при кипении в условиях вынужденного течения фреонов. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки*, 2022, № 4 (103), с. 59–79. DOI: <https://doi.org/10.18698/1812-3368-2022-4-59-79>

## EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF BOILING HEAT TRANSFER IN FREONS SUBJECTED TO FORCED FLOW

I.I. Krapivin

A.V. Belyaev

A.V. Dedov

krapivinii@mpei.ru

belyaevalek@yandex.ru

dedovav@mpei.ru

**National Research University Moscow Power Engineering Institute,  
Moscow, Russian Federation**

---

### Abstract

At the moment there exist no methods for computing the boiling heat transfer coefficient in a fluid flow that could take into account the diversity of flow modes for a wide range of flow parameters. The majority of experimental and analytical studies were performed at low reduced pressures. Noticeably fewer investigations were carried out at high reduced pressures. At present, there are numerous empirical heat transfer computation methods developed for various freons at moderate reduced pressures and mass velocities. There also exist dedicated formulas for computing heat transfer in mini- and microchannels, obtained at low reduced pressures. Power and refrigeration systems could be fitted with mini-channel heat exchangers with custom working fluids subjected to high or moderate pressures. It is necessary to verify whether the existing methods for computing heat transfer are valid at higher reduced pressures, up to  $p_r \approx 0.6$ , in a channel with a hydraulic diameter of  $d \approx 1$  mm. The paper presents an overview of existing methods for calculating the heat transfer coefficient in two-phase flows; we then generalise these and compare their results to our own experimental data. We obtained said experimental data at the reduced pressures of  $p_r = p/p_{cr} = 0.43$  and  $0.56$  in the mass velocity range of  $G = 200\text{--}1500$  kg/(m<sup>2</sup>·s). The paper describes our test bench and the experimental procedure

### Keywords

*Heat transfer coefficient, small-diameter channels, high reduced pressures, nucleate boiling, evaporative mode*

Received 27.05.2022

Accepted 09.06.2022

© Author(s), 2022

---

*The study was supported by the Russian Science Foundation (grant no. 19-19-00410)*

### REFERENCES

- [1] Charnay R., Revellin R., Bonjour J. Flow boiling heat transfer in minichannels at high saturation temperatures: Part I — Experimental investigation and analysis of the heat transfer mechanisms. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2015, vol. 87, pp. 636–652. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.03.081>

- [2] Chen J.C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluid in convective flow. *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, 1966, vol. 5, iss. 3, pp. 322–329.  
DOI: <https://doi.org/10.1021/i260019a023>
- [3] Lazarek G., Black S. Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1982, vol. 25, iss. 7, pp. 945–960. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(82\)90070-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(82)90070-9)
- [4] Tran T.N., Wambsgans M.W., France D.M. Small circular and rectangular channel boiling with two refrigerants. *Int. J. Multiph. Flow*, 1966, vol. 22, iss. 3, pp. 485–498. DOI: [https://doi.org/10.1016/0301-9322\(96\)00002-X](https://doi.org/10.1016/0301-9322(96)00002-X)
- [5] Kenning D.B.R., Cooper M.G. Saturated flow boiling of water in vertical tubes. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1989, vol. 32, iss. 3, pp. 445–458.  
DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(89\)90132-4](https://doi.org/10.1016/0017-9310(89)90132-4)
- [6] Bertsch S.S., Groll E.A., Garimella S.V. A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2009, vol. 52, iss. 7-8, pp. 2110–2118. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.10.022>
- [7] Liu Z., Winterton R.H.S. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli based on a nucleate pool boiling equation. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1991, vol. 34, iss. 11, pp. 2759–2766.  
DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(91\)90234-6](https://doi.org/10.1016/0017-9310(91)90234-6)
- [8] Kaew-On J., Wongwises S. New proposed two-phase multiplier and evaporation heat transfer coefficient correlations for R134a flowing at low mass flux in a multiport minichannel. *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 2012, vol. 39, iss. 6, pp. 853–860.  
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.04.015>
- [9] Agostini B., Bontemps A. Vertical flow boiling of refrigerant R134a in small channels. *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2005, vol. 26, iss. 2, pp. 296–306.  
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2004.08.003>
- [10] Kandlikar S.G. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. *J. Heat Transfer.*, 1990, vol. 112, iss. 1, pp. 219–228. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.2910348>
- [11] Gungor K.E., Winterton R.H.S. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 1986, vol. 29, iss. 3, pp. 351–358. DOI: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(86\)90205-X](https://doi.org/10.1016/0017-9310(86)90205-X)
- [12] Choi K.I., Pamitran A.S., Oh J.T. Two-phase flow heat transfer of CO<sub>2</sub> vaporization in smooth horizontal minichannels. *Int. J. Refrig.*, 2007, vol. 30, iss. 5, pp. 767–777.  
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.12.006>
- [13] Sun L., Mishima K. An evaluation of prediction methods for saturated flow boiling heat transfer in minichannels. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2009, vol. 52, iss. 23-24, pp. 5323–5329. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.06.041>
- [14] Kim S.-M., Mudawar I. Universal approach to predicting two-phase frictional pressure drop for mini/micro-channel saturated flow boiling. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2013, vol. 58, iss. 1-2, pp. 718–734.  
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.11.045>

- [15] Shah M.M. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. *ASHRAE Transactions*, 1982, vol. 88, no. 1, pp. 185–196.
- [16] Mikheev M.A., Mikheeva I.M. *Osnovy teploperedachi* [Basics of heat transfer]. Moscow, Energiya Publ., 1977.
- [17] Forster K., Zuber N. Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer. *AIChE J.*, 1955, vol. 1, iss. 4, pp. 531–535. DOI: <https://doi.org/10.1002/aic.690010425>
- [18] Cooper M.G. Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling — a wide-ranging examination using reduced properties. *Adv. Heat Transf.*, 1984, vol. 16, pp. 157–239. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70205-3](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70205-3)
- [19] Yagov V.V. The main mechanism of nucleate boiling. *Therm. Eng.*, 2008, vol. 55, no. 3, pp. 245–252. DOI: [10.1007/s11509-008-3011-8](https://doi.org/10.1007/s11509-008-3011-8)
- [20] Belyaev A., Varava A., Dedov A., et al. An experimental study of flow boiling in minichannels at high reduced pressure. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2017, vol. 110, pp. 360–373. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.045>
- [21] Marchetto D.B., Moreira D.C., Revellin R., et al. A state-of-the-art review on flow boiling at high reduced pressures. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2022, vol. 193, art. 122951. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.122951>
- [22] Belyaev A.V., Dedov A.V., Krapivin I.I., et al. Study of pressure drops and heat transfer of nonequilibrium two-phase flows. *Water*, 2021, vol. 13, iss. 16, art. 2275. DOI: <https://doi.org/10.3390/w13162275>

**Krapivin I.I.** — Post-Graduate Student, Department of General Physics and Nuclear Fusion, National Research University Moscow Power Engineering Institute (Krasnokazarmennaya ul. 1, Moscow, 111250 Russian Federation).

**Belyaev A.V.** — Cand. Sc. (Eng.), Senior Lecturer, Department of General Physics and Nuclear Fusion, National Research University Moscow Power Engineering Institute (Krasnokazarmennaya ul. 1, Moscow, 111250 Russian Federation).

**Dedov A.V.** — Dr. Sc. (Eng.), Director, Institute of Thermal and Nuclear Power Engineering, National Research University Moscow Power Engineering Institute; Professor, Department of General Physics and Nuclear Fusion, National Research University Moscow Power Engineering Institute (Krasnokazarmennaya ul. 1, Moscow, 111250 Russian Federation).

**Please cite this article in English as:**

Krapivin I.I., Belyaev A.V., Dedov A.V. Experimental investigation of boiling heat transfer in freons subjected to forced flow. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Natural Sciences*, 2022, no. 4 (103), pp. 59–79 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/1812-3368-2022-4-59-79>