

УДК 536.24.023

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІНУ ПРИ ВИМУШЕНІЙ ТЕЧІЇ ВОДИ У ВЕРТИКАЛЬНОМУ ПАРОГЕНЕРУЮЧОМУ КАНАЛІ

Тирінов А.І., докт. техн. наук, **Антіпов В.Г.**, Ковецька М. М., канд. техн. наук,  
Дмитренко Н.П., докт. техн. наук., Проценко Л.М.

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. М. Капніст 2а, м. Київ 03680, Україна

<https://doi.org/10.31472/ttpe.3.2024.6>

*Наведені результати експериментального дослідження теплообміну в вертикальному парогенеруючому каналі в області розвинутого кипіння, визначений вплив режимних параметрів на коефіцієнт тепловіддачі та отриманні співвідношення, для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі в цій області.*

*The results of an experimental study of heat exchange in a vertical steam-generating channel in the region of developed boiling are presented, the influence of mode parameters on the heat transfer coefficient is determined and correlations for calculating the heat transfer coefficient in this region are obtained.*

Бібл. 22, рис. 4.

**Ключові слова:** теплообмін, вертикальний канал, двофазний потік, кипіння.

$d$  – діаметр труби, м;  
 $i$  – ентальпія теплоносія, кДж/кг;  
 $P$  – тиск, МПа;  
 $w$  – швидкість, м/с;  
 $q$  – тепловий потік, кВт/м<sup>2</sup>;  
 $r$  – питома теплота пароутворення, кДж/кг;  
 $T$  – температура, °С;  
 $x$  – масовий паровміст;  
 $x_{\text{отн}} = \Delta i / r$  – відносна ентальпія;  
 $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м<sup>2</sup>К;  
 $\pi = P / P_{\text{кр}}$  – відносний тиск;

$\rho$  – густина, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\rho w$  – масова швидкість, кг/м<sup>2</sup>с;  
 $Nu$  – критерій Нуссельта.

### Індекси нижні

$w$  – параметри на стінці;  
 $s$  – параметри на лінії насичення;  
 $vx$  – вхідний;  
 $кр$  – критичний;  
 $нп$  – початок пароутворення;  
 $p$  – рівноважний.

Одним із найбільш ефективних способів відведення теплоти в сучасному обладнанні та установках є використання кипіння рідин у системах охолодження. Процес кипіння використовується для охолодження ядерних реакторів [1], окремих елементів космічних апаратів та електроніки [2], а також у холодильній та криогенній технології [3]. Це вимагає використання величезної різноманітності теплоносіїв та технологічних параметрів, таких як тиск, температура, швидкості потоку рідини та пари, а також матеріали охолоджуваної поверхні та їх геометрія. Десятки монографій та сотні статей у журналах, присвячені дослідженню тепловіддачі при кипінні [1]. Це свідчить про те, що процес теплопередачі при кипінні виявився набагато складнішим, ніж уявлялося на початку минулого століття, коли ці дослідження лише розпочиналися. Про-

водяться експериментальні дослідження теплообміну при кипінні в каналах різної геометрії [4,5] та поповнюються бази даних [6,7]. На їхній основі розробляються нові кореляції для розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні [8], уточнюються карти режимів течії [9]. У роботі [10] наведено огляд кореляцій та моделей для визначення інтенсивності теплообміну під час кипіння з недогрівом теплоносія у трубах. Дано порівняння різних моделей з результатами експериментальних досліджень кипіння аміаку у трубі, що обігривається. Визначено, що існуючі кореляції та моделі описують кипіння аміаку з недостатньою точністю, особливо в разі спільного впливу вимушеної конвекції та бульбашкового кипіння.

Результати експериментальних досліджень коефіцієнта тепловіддачі при кипінні в каналах, що обігриваються, виконані в широкому діапазоні зміни параметрів,

істотно різняться. Особливо це спостерігається при високих тисках та малих температурних напорах. Визначення впливу параметрів двофазного потоку (масової швидкості, паровмісту) пов'язане з труднощами вимірювання змін температурних напорів, які можна порівняти з похибкою їх визначення. Ступінь впливу різних параметрів потоку на коефіцієнт тепловіддачі при вимушеній течії теплоносія в каналі залежить від режимів течії та умов обігріву. Найбільша невизначеність виникає щодо впливу паровмісту на коефіцієнт тепловіддачі. Так, в області нерівноважного кипіння від початку пароутворення при х<sub>нп</sub> до переходу до рівноважного кипіння при х<sub>р</sub> коефіцієнт тепловіддачі різко зростає [11,12]. Далі зі збільшенням паровмісту в області позитивних значень х коефіцієнт тепловіддачі може залишатися постійним, плавно збільшуватися або плавно зменшуватися до виникнення кризи теплообміну, внаслідок якого коефіцієнт тепловіддачі різко зменшується [7].

В роботах [13,14] досліджуються особливості використання нанорідин з метою збільшення коефіцієнта тепловіддачі при кипінні. В бульбашковому режимі кипіння нанорідин спостерігається збільшення критичного теплового потоку порівняно з чистою рідиною. При цьому коефіцієнт тепловіддачі може як збільшуватися, так і зменшуватися.

Великий інтерес викликають дослідження теплообміну в пористих каналах та мікроканалах [15-19]. Це пов'язано з використанням режиму кипіння для охолодження електроніки. У роботах представлені результати моделювання течії та теплообміну в каналах різної геометрії, показано вплив параметрів середовища на інтенсивність теплообміну.

**Мета роботи** полягає в експериментальному дослідженні теплообміну в парогенеруючому каналі в області рівноважного кипіння (область «розвинутого кипіння»), визначенні впливу режимних параметрів на коефіцієнт тепловіддачі та отриманні співвідношення, для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі в цій області.

Експериментальні дослідження теплообміну при вимушеній течії двофазного потоку проводилися в циркуляційному контурі високого тиску. Вони продовжують дослідження теплообміну при кипінні в парогенеруючих каналах, які були раніше проведені на цьому стенді [11,12]. В роботі [11] дано опис робочої ділянки

у вигляді вертикальної труби із внутрішнім діаметром 0,013 м і довжиною 2,66 м. Електричний обігрів здійснювався за допомогою генератора постійної напруги. На вхід подавалася вода з недогрівом до температури насичення для даного тиску із передувімкненого електронагрівача. Температура теплоносія на вході та виході експериментальної ділянки вимірювалася за допомогою каліброваних заохлених термопар ХА-0,2. Абсолютна похибка каналу вимірювання температури не перевищує  $\pm 1,5^\circ\text{C}$ . Виходячи з цього середньоквадратична похибка визначення ентальпії теплоносія в локальному перерізі каналу, що обігривається постійним струмом, оцінюється величиною  $\pm 3,8\%$ . Дослідження проводилися в режимі постійного тиску та витрати теплоносія в контурі за зміни теплового потоку в робочій ділянці. Максимальна відносна похибка визначення витрати теплоносія не перевищує 2%, потужності, що підводиться 1%.

Реєстрація режимних параметрів (тиску, витрати, струму та напруги), вимірюваних температур стінки, температур теплоносія на вході та виході робочої ділянки здійснювалася за допомогою відповідних перетворювачів. У табл. 1 представлено діапазон зміни режимних параметрів у експериментах.

Характер теплообміну при кипінні води з недогрівом в каналі, що обігривається, при вимушеному русі може описуватися по-різному для трьох характерних областей: нерівноважний теплообмін від початку пароутворення до досягнення температури теплоносія значення температури насичення, теплообмін при рівноважному стані теплоносія й нерівноважний закритозовий теплообмін. На рис. 1 показана зміна коефіцієнта тепловіддачі від відносної ентальпії потоку для різних областей теплообміну.

В області нерівноважного кипіння, що обмежена відносними ентальпіями  $x_{нп}$  і  $x_p$ , інтенсивність тепловіддачі зростає від значення, характерного для однофазного конвективного теплообміну, до максимального значення, яке характеризує розвинене бульбашкове кипіння. В області рівноважного кипіння  $x_p \leq x \leq x_{кр}$  значення коефіцієнту тепловіддачі  $\alpha$  групуються біля узагальнюючих кривих двох видів залежно від способу підвищення ентальпії потоку: режими з  $q = \text{const}$  і режими з  $q = \text{var}$ .

Табл. 1. Діапазон зміни режимних параметрів рівноважного кипіння

P, МПа	4	7	10	14	16
$\rho_w$ , кг/м <sup>3</sup>	400...2000	120...2000	380...2000	420...750	420...760
q, МВт/м <sup>2</sup>	0,3...2,45	0,13...2,59	0,56...1,86	0,43...0,98	0,47...0,78

В режимах при постійному тепловому потоці й умові  $q > q_{\text{шт}}$  при зростанні температури на вході (на рис. 1 такий режим відповідає точкам для постійного теплового потоку  $0,67 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$ ) на границі переходу до рівноважного кипіння інтенсивність теплообміну "заморожується" і зберігається постійною незалежно від зростання паровмісту до критичного значення. Цей режим не викликає труднощів з його описання, оскільки в діапазоні зміни відносної ентальпії від  $x_p$  до  $x_{\text{кр}}$  коефіцієнт тепловіддачі при постійному тиску залишається незмінним через збереження різниці температур стінки і теплоносія  $T_w - T_s$ , а число Нуссельта приймає постійне значення  $\text{Nu}_p(x) = \text{const}$ , що не залежить від масової швидкості й тиску. При цьому коефіцієнт тепловіддачі залежить від тиску в силу зміни теплопровідності рідини.

У режимах зі змінним тепловим потоком  $(0,5 \dots 1,7) \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$ , як це видно з того ж рисунка, інтенсивність теплообміну монотонно знижується й у кінці теплообмін переходить до закритого. Експериментальні дані, що представлені на рис. 1,2 показують, що масова швидкість істотно не впливає на коефіцієнт тепловіддачі. Цей результат узгоджується з результатами експериментів, що представлені в роботі [7]. Однак відсутність розшарування експериментальних результатів за масовою швидкістю визначається лише вибором змінної  $x$ , котра сама залежить від швидкості.

Розміри області рівноважного кипіння від  $x_p$  до  $x_{\text{кр}}$  можуть істотно відрізнятися й залежать як від тиску, так і від масової швидкості. У деяких режимах (точки, що відповідають масової швидкості  $602 \text{ кг/м}^2\text{с}$ , на рис. 1) перед кризою тепловіддачі спостерігається інтенсифікація теплообміну й зростання  $\alpha$ . Цей ефект також спостерігається в роботі [7] і пояснюється збільшенням конвективної складової процесу кипіння в дисперсно-кільцевому режимі. Він характерний для кризи теплообміну другого роду, що пов'язаний з висиханням пристінної плівки рідини в дисперсно-кільцевому потоці при високих значеннях паровмісту.

Опис теплообміну при рівноважному кипінні може ґрунтуватися на характері зміни коефіцієнта тепловіддачі в цій області, границями якої служать дві точки, що визначені експериментально. Перша з них – це точка максимального значення  $\alpha(x_p)$  при  $x_{\text{отн}} = x_p$ , від якої і починається зменшення теплообміну. Експериментально ця границя фіксується за моментом досягнення теплоносієм температури насичення й за експериментальними даними описується залежністю

$$\alpha_p = 1,1 \cdot 10^5 \pi^{-0,22} \text{ при } x_{\text{отн}} = x_p. \quad (1)$$

Друга характерна точка це  $\alpha(x_{\text{кр}})$ , що визначає початок активного зростання температури стінки й у зв'язку

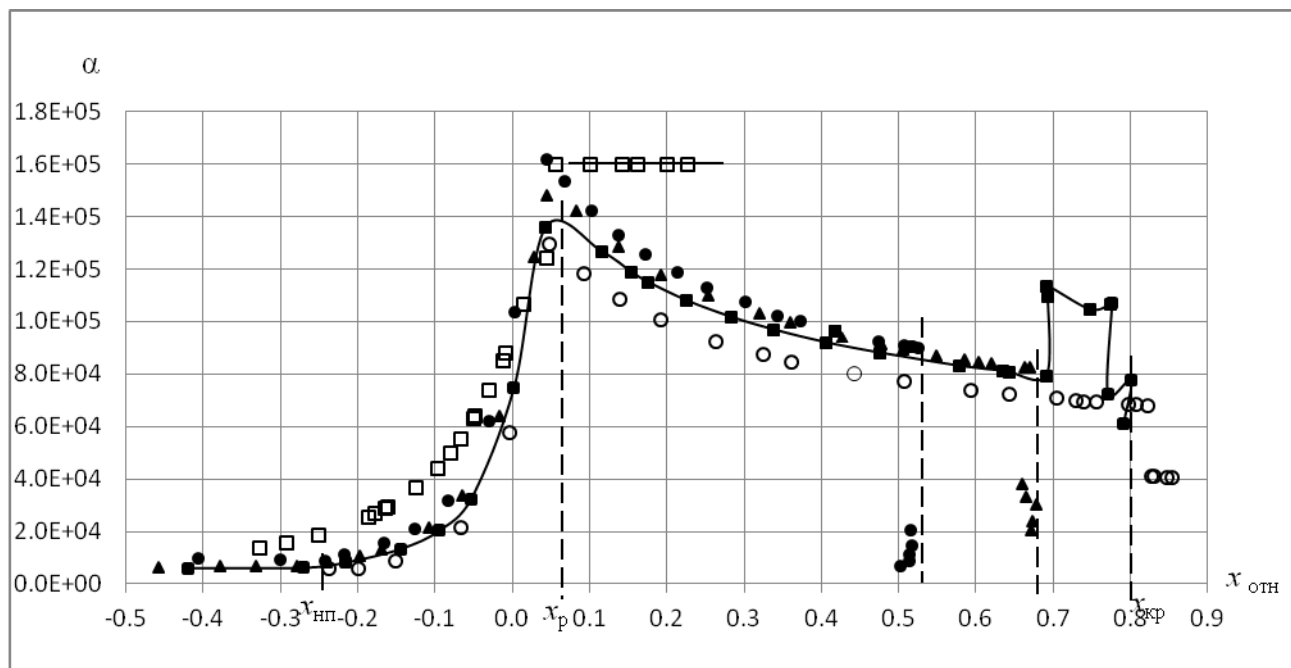


Рис. 1. Теплообмін при кипінні води в трубі:  $P = 7 \text{ МПа}$ ,  $\circ$  –  $\rho w = 500 \text{ кг/м}^2\text{с}$ ,  $\blacksquare$  –  $602 \text{ кг/м}^2\text{с}$ ,  $\triangle$  –  $748 \text{ кг/м}^2\text{с}$ ,  $\bullet$  –  $1008 \text{ кг/м}^2\text{с}$ ;  $\square$  –  $P = 16 \text{ МПа}$ ,  $\rho w = 909 \text{ кг/м}^2\text{с}$ ,  $q = 0,67 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$

із цим падінням коефіцієнта тепловіддачі. Визначається ця границя в експерименті початком нестійкості температури стінки при майже постійному тепловому потоці. У цій точці, починаючи з деякого моменту, малі збурення теплопідведення або ентальпії на вході робочої ділянки можуть спричинити значні перегріву стінки. Оскільки такий теплообмін носить нестационарний характер, то визначення критичного значення  $\alpha_{кр}(x)$  залежить від прийнятих критеріїв оцінки  $dT_w/dt$  при  $q \approx \text{const}$  і не завжди буває однозначним. У розрахунках ця точка може бути порівняна зі значенням критичного теплового потоку  $q_{кр}$  при  $x \approx x_{кр}$  і в першому наближенні може бути обрана як по таблицях з [20], так і за кореляційними співвідношеннями [21].

Експериментально отримані значення локально коефіцієнта тепловіддачі можуть бути описані у вигляді залежності від відносного паровмісту  $x/x_p$ , що не порушує виконання граничної умови  $\alpha = \alpha_p$  при  $x = x_p$

$$\alpha = \frac{q}{T_w - T_s} = \alpha_p \exp \left[ n \left( \frac{x}{x_p} - 1 \right) \right] \quad (2)$$

для  $x_p \leq x \leq x_{кр}$ .

Рівняння (2) не враховує зростання  $\alpha$ , що спостерігається в деяких режимах перед кризою теплообміну. Такі режими потребують додаткового дослідження структури двохфазного потоку при наближенні кризи теплообміну. Рівноважний паровміст

хр визначається за співвідношенням, яке було отримане раніше в роботі [12] за результатами експериментального дослідження межі області нерівноважного кипіння в парогенеруючому каналі

$$x_p = \frac{4,6(15,4 - \pi)q}{\rho_w r} \quad (3)$$

Експериментальні дані, що представлені на рис.3, підтверджують присутність залежності інтенсивності теплообміну від тиску й у співвідношенні (2) цей вплив виражений через коефіцієнт  $n$ .

Оцінка коефіцієнта  $n$  пов'язана з певними труднощами, які полягають у тім, що його значення є малим по абсолютній величині й так само мало залежить від тиску, як це видно із табл. 2 і рис. 3.

У розглянутій області кипіння вплив тиску зростає з його зменшенням і з зростанням відхилення паровмісту від рівноважного значення. Оскільки зростання тиску в контурі приводить до більш пологого спаду кривих, тобто до ослаблення впливу паровмісту на теплообмін, можна припускати, що при  $P \rightarrow P_{кр}$  криві для режимів з  $q = \text{var}$  переходять у лінії для режимів з  $q = \text{const}$ . У діапазоні досліджених тисків відхилення коефіцієнта від середнього значення  $\langle n \rangle = -0,097$  становить  $\approx 10\%$ , тобто перебуває в межах похибки вимірів. Однак, з фізичних міркувань коефіцієнт  $n$  повинен прямувати до нуля при тиску  $P \rightarrow P_{кр}$ . Тому отримані дані можуть бути описані ступеневою функцією

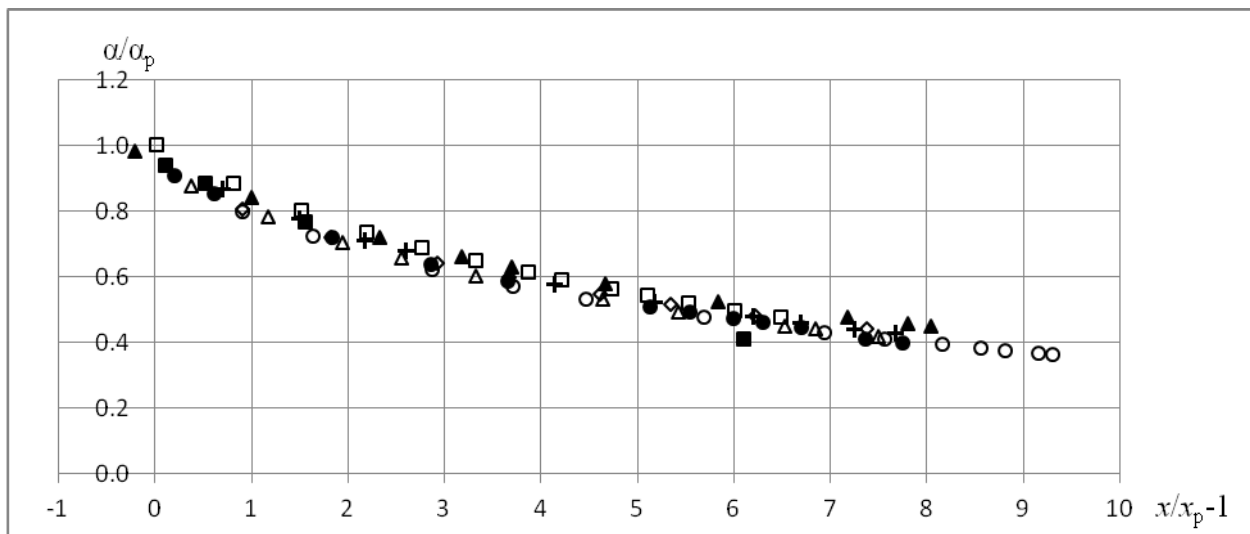


Рис. 2. Теплообмін в області рівноважного кипіння в трубі при зростанні теплового потоку:

$P = 4 \text{ МПа}$ ;  $\rho_w$ : ■ – 415 кг/м<sup>3</sup>·с, ◇ – 509 кг/м<sup>3</sup>·с; ▲ – 610 кг/м<sup>3</sup>·с; □ – 740 кг/м<sup>3</sup>·с; ○ – 753 кг/м<sup>3</sup>·с;  
 △ – 900 кг/м<sup>3</sup>·с; + – 1000 кг/м<sup>3</sup>·с; ● – 1207 кг/м<sup>3</sup>·с

$$n = -0,115(1 - \pi)^{0,25} \quad (4)$$

З урахуванням співвідношень (1),(4) коефіцієнт тепловіддачі в області рівноважного кипіння при  $x_p \leq x \leq x_{кр}$  може бути представлений у вигляді

$$\alpha = 1,1 \cdot 10^5 \pi^{-0,22} \exp \left[ -0,115(1 - \pi)^{0,25} \left( \frac{x}{x_p} - 1 \right) \right] \quad (5)$$

Рівняння (5) описує коефіцієнт тепловіддачі в вертикальній трубі, що обігривається, діаметром 0,013м в області зміни параметрів  $4\text{МПа} \leq P \leq 16\text{МПа}$ ,  $120\text{кг/м}^2\text{с} \leq \rho w \leq 2000\text{кг/м}^2\text{с}$ ,  $0,13\text{МВт/м}^2 \leq q \leq 2,59\text{МВт/м}^2$ .

На рис. 3 показано вплив тиску на теплообмін в області рівноважного кипіння при зростанні теплового потоку, лінії відповідають розрахункам за рівнянням (5), а точки - експериментальним даним. Для практичних розрахунків у діапазоні тисків від 4МПа до 16МПа можна приймати коефіцієнт  $n$  постійним із середнім значенням  $-0,097$ .

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при кипінні в каналах, що обігриваються, у довіднику [21] для діапазону зміни тиску від 0,1МПа до 20 МПа пропонується таке рівняння

$$\alpha = \alpha_1 \sqrt{1 + 7 \cdot 10^{-9} \left[ \frac{\rho w r}{q} \left( 1 + x \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right) \right]^{3/2} \left( 0,7 \frac{\alpha_0}{\alpha_1} \right)^2} \quad (6)$$

$$\alpha_0 = 4,34(P^{0,14} + 1,35 \cdot 10^{-2} P^2) q^{0,7}$$

$$\alpha_1 = \sqrt{\alpha_k^2 + (0,7\alpha_0)^2}$$

де  $\alpha_k$  – конвективний коефіцієнт тепловіддачі.

Просте співвідношення для розрахунку тепловіддачі при кипінні запропоноване в роботі [22]

$$\alpha = 3,1 P^{0,25} q^{2/3} \quad \text{при } 0,1 \leq P \leq 8 \text{ МПа} \quad (7)$$

$$\alpha = 0,027 P^{1,33} q^{2/3} \quad \text{при } 8 \leq P \leq 20 \text{ МПа}$$

На рис.4 показане порівняння експериментальних даних( позначки ●) з розрахунками за рівняннями (5), (6) та (7). Для малих значень  $x$  є співпадіння з результатами розрахунків по (6), для великих значень  $x$  результати експериментів ближче до результатів розрахунків по (7). Але спостерігаються різні тенденції зміни коефіцієнта тепловіддачі від паровмісту. Згідно з розрахунком по (6) спостерігається повільне зростання  $\alpha$  зі збільшенням  $x$ ,

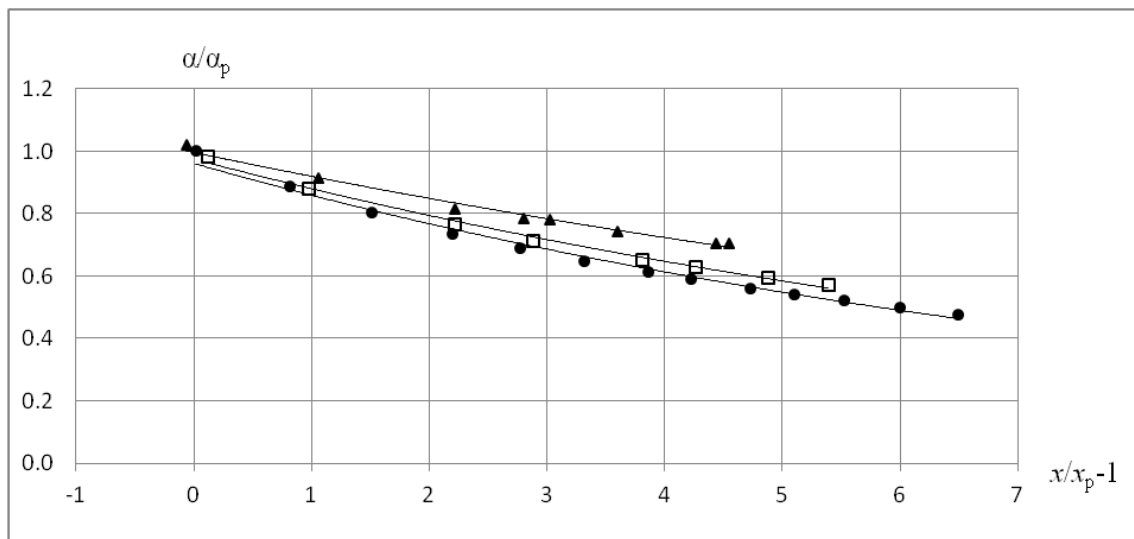


Рис. 3. Вплив тиску на теплообмін в області рівноважного кипіння при зростанні теплового потоку: ● – P = 4 МПа; □ – 7 МПа; ▲ – 14 МПа

Табл. 2. Залежність коефіцієнта n від тиску

$1-\pi$	0.82	0.69	0.56	0.38	0.29
$n$	-0.105	-0.108	-0.097	-0.091	-0.084

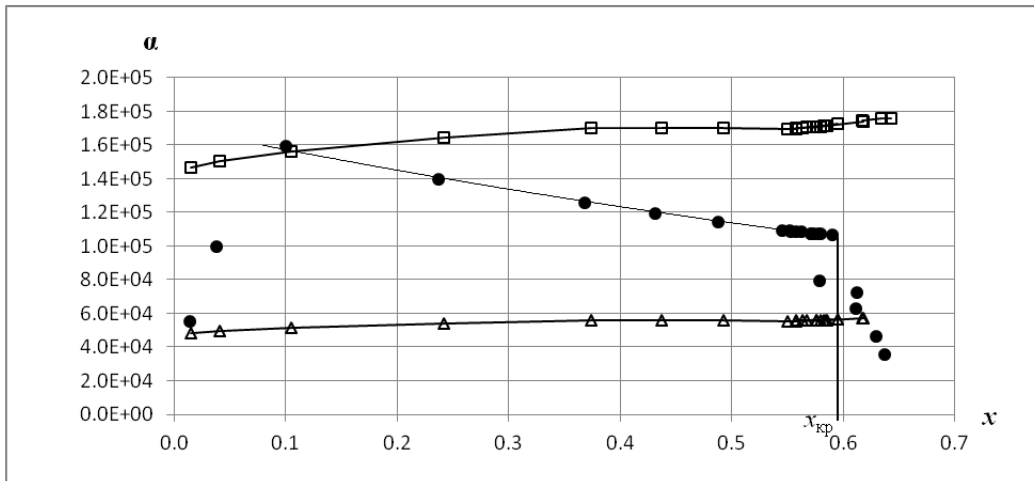


Рис. 4. Порівняння експериментальних даних з розрахунком ( $d = 13\text{мм}$ ,  $P = 16\text{МПа}$ ,  $\rho w = 508\text{кг/м}^2\text{с}$ ): ● – експеримент; — розрахунок по (5); □ – розрахунок по (6); Δ – розрахунок по (7)

при розрахунку  $\alpha$  по (7) коефіцієнт тепловіддачі майже не змінюється, а при розрахунку по (5) спостерігається повільне зменшення  $\alpha$  зі збільшенням  $x$  та співпадіння результатів розрахунків з експериментальними даними в області рівноважного кипіння.

#### Висновки

Проведено вимірювання тепловіддачі при кипінні води у вертикальній трубці, що обігривається діаметром  $0,013\text{м}$ , довжиною  $2,6\text{м}$ . Дослідження проводилися в діапазоні зміни тиску від  $4\text{МПа}$  до  $16\text{МПа}$ , масової швидкості від  $120\text{кг/м}^2\text{с}$  до  $2000\text{кг/м}^2\text{с}$ , теплового потоку від  $0,13\text{МВт/м}^2$  до  $2,59\text{МВт/м}^2$ . Досліджувалась область розвиненого кипіння в діапазоні зміни паровмісту від  $x_p \leq x \leq x_{кр}$ .

Експериментальні дані свідчать, що масова швидкість не спричиняє істотного впливу на коефіцієнт тепловіддачі. Коефіцієнт тепловіддачі зростає зі збільшенням тиску. Отримане співвідношення, що описує залежність коефіцієнта тепловіддачі від параметрів потоку та інтенсивності обігріву. Показано, що в області  $x_p \leq x \leq x_{кр}$  коефіцієнт тепловіддачі повільно знижується зі збільшенням паровмісту.

У деяких режимах перед кризою тепловіддачі спостерігається інтенсифікація теплообміну й зростання  $\alpha$ . Такі режими характерні для кризи теплообміну другого роду, що пов'язані з висиханням пристінної плівки рідини в дисперсно-кільцевому потоці при високих значеннях паровмісту.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Gogonin I. I. Heat Transfer in Nucleate Boiling. This book first published. 2023. P.265. A catalogue record for this book is available from the British Library. ISBN (13): 978-1-5275-9030-4. <https://www.cambridgescholars.com/resources/pdfs/978-1-5275-9030-4-sample.pdf>
2. Halon S., Krolicki Z., Revellin R., Zajackowski B. Heat transfer characteristics of flow boiling in a micro channel array with various inlet geometries. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2022. V. 187, 122549. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.122549>
3. Liu H., Yuan C., Li H., Zheng X., Huang P. Experimental study of R1234yf flow boiling in small tubes at saturation temperature of  $5\text{ }^\circ\text{C}$  and low mass flux. Applied Thermal Engineering. 2023. V. 229, 120653 <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120653>
4. Cheng N., Yu S., Xiao J., Peng C-H. Experimental Study of Onset of Nucleate Boiling in Vertical Rectangular Channels with Different Flow Path Heights. Science and Technology of Nuclear Installations. 2022. Article ID 7760569. <https://doi.org/10.1155/2022/7760569>
5. Yan, J., Bi, Q., Liu, Z., Zhua, G., Cai, L. Subcooled flow boiling heat transfer of water in a circular tube under high heat fluxes and high mass fluxes. Fusion Engineering and Design. 2015. 100, P.406–418. <https://doi.org/10.1016/j.fusengdes.2015.07.007>
6. Ganesan V., Patel R., Hartwig J., Mudawar I. Review of databases and correlations for saturated flow boiling heat transfer coefficient for cryogenics in uniformly heated tubes, and development of new consolidated database and universal correlations. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2021. V.179. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121656>

7. Schmid D., Verlaat B., Petagna P., Revellin R., Schiffmann J. Heat transfer of flow boiling carbon dioxide in vertical upward direction. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2022. V. 196, 123246. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123246>
8. Shah M.M. New general correlation for heat transfer during saturated boiling in mini and macro channels. *International Journal of Refrigeration*. 2022. P. 103-116. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.02.019>
9. Schmid D., Verlaat B., Petagna P., Revellin R., Schiffmann J. Flow pattern observations and flow pattern map for adiabatic two-phase flow of carbon dioxide in vertical upward and downward direction. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2022. 131. 110526. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2021.110526 .
10. Gakal P.G., Gorbenko G.A., Turna R.Y., Reshitov E.R. Heat transfer during subcooled boiling in tubes (a Review). 2019. ISSN 0131–2928. *Journal of Mechanical Engineering*. 2019. V. 22, 1. P. 9-16. DOI: <https://doi.org/10.15407/pmach2019.01.009>
11. Антипов В.Г. Экспериментальное определение границ области неравновесного кипения в парогенерирующем канале. Часть 1. Граница начала парообразования. *Промышленная теплотехника*. 2011. т. 33, № 5. С. 5 - 10.
12. Антипов В.Г. Экспериментальное определение границ области неравновесного кипения в парогенерирующем канале. Часть 2. Граница перехода к равновесному кипению. *Промышленная теплотехника*. 2011. т. 33, № 6. С. 25 - 31.
13. Avramenko A.A., Kovetskaya M.M., Tyrinov A.I. Kovetskaya Yu. Yu. Distinctive features of the use of nanofluids to enhance boiling heat transfer. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2020. V.93, N 1. P.74-82. DOI 10.1007/s10891-020-02092-w.
14. Avramenko A.A., Shevchuk I.V., Abdallah S., Blinov D.G., Harmand S., Tyrinov A.I. Symmetry analysis for film boiling of nanofluids on a vertical plate using a nonlinear approach. *Journal of Molecular Liquids*. 2016. V. 223, P. 156-164. . <https://doi.org/10.1016/j.molliq.2016.08.038>
15. Tyrinov A.I., Avramenko A.A., Basok B.I., Davydenko B.V. Modeling of flows in a microchannel based on the boltzmann lattice equation. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2012. 85, P.65-72. <https://doi.org/10.1007/s10891-012-0621-1>
16. Avramenko A.A., Kuznetsov A.V. Flow in a curved porous channel with a rectangular cross section. *Journal of Porous Media*. 2007. 11 (3), P. 241–246. DOI:10.1615/JPorMedia.v11.i3.20
17. Avramenko, A.A., Kuznetsov, A.V. Renormalization Group Model of Large-Scale Turbulence in Porous Media. *Transport in Porous Media*. 2006. 63, P. 175–193. <https://doi.org/10.1007/s11242-005-4425-z>
18. Авраменко А. А. Групповые методы в теплофизике. К. : Наукова думка, 2003. 484 с. ISBN 966-00-0018-9
19. Avramenko A.A., Kuznetsov A.V., Nield D.A. Instability of Slip Flow in a Channel Occupied by a Hyperporous Medium. *Journal of Porous Media*. 2007. V.10 (5). P. 435-442. DOI: 10.1615/JPorMedia.v10.i5.20
20. Groeneveld B.C., Leung L.K.H., Kirillov P.L. et al. The 1995 look-up table for critical heat flux in tubes. *Nuclear Engineering and Design*. 1996. 163. P.1-23.
21. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). М.: Энергоатомиздат, 1990. – 360 с.
22. Рассохин Н.Г., Швецов Р.С., Кузьмин А.В. Расчет теплоотдачи при кипении . *Теплоэнергетика*. 1970. № 9. С. 58.

**EXPERIMENTAL STUDY OF HEAT EXCHANGE DURING FORCED WATER FLOW IN A VERTICAL STEAM GENERATING CHANNEL**

**Tyrinov A.I.<sup>1</sup>, Antipov V.G., Kovetskaya M.M.<sup>2</sup>, Dmitrenko N.P.<sup>3</sup>, Protsenko I.M.<sup>4</sup>**

*Institute of Engineering Thermophysics, National Academy of Sciences of Ukraine, 2a, Kapnist str., Kyiv, 03057*

<sup>1</sup>Dr Sci. (Engin.) antyrinov@gmail.com ID ORCID:

<https://orcid.org/0000-0003-2454-9113>

<sup>2</sup>PhD (Engin.) kovetskamarigara@ukr.net ID ORCID:

<https://orcid.org/0000-0002-8455-4689>

<sup>3</sup>Dr Sci. (Engin.) Dmytrenkonatal@meta.ua. ID ORCID:

<https://orcid.org/0009-0001-2643-3010>

<sup>4</sup>Engin.

<https://doi.org/10.31472/ttpe.3.2024.6>

Measurements of heat transfer during boiling water in a vertical heated pipe with a diameter of 13 mm and a length of 2.6 m were carried out. The studies were carried out in the range of pressure changes from 4 MPa to 16 MPa, mass velocity from 120 kg/m<sup>2</sup>s to 2000 kg/m<sup>2</sup>s, heat flow from 0.13 MW/m<sup>2</sup> to 2.59 MW/m<sup>2</sup>. The region of developed boiling was studied in the range of changes in vapor content from  $0 \leq x \leq 1$ .

Experimental results show that mass velocity does not have a significant effect on the heat transfer coefficient. With increasing pressure, the heat transfer coefficient increases.

An equation has been obtained that describes the dependence of the heat transfer coefficient on the flow parameters and heating intensity. It is shown that in the region  $0 \leq x \leq 1$  the heat transfer coefficient smoothly decreases with increasing vapor content.

An increase in the heat transfer coefficient before the heat transfer crisis is observed in some modes at high values of steam content. Qualitatively, this result is consistent with the experimental results [7] and is explained by an increase in the convective component of the boiling process in the dispersed ring mode when the near-wall liquid film is depleted.

References 22, figures 4.

**Keywords:** heat exchange, vertical channel, two-phase flow, boiling.

1. *Gogonin I. I.* Heat Transfer in Nucleate Boiling. This book first published. 2023. P.265. A catalogue record for this book is available from the British Library. ISBN (13): 978-1-5275-9030-4. <https://www.cambridgescholars.com/resources/pdfs/978-1-5275-9030-4-sample.pdf>

2. *Halon S. , Krolicki Z. , Revellin R. , Zajaczkowski B.* Heat transfer characteristics of flow boiling in a micro channel array with various inlet geometries. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2022. V. 187, 122549. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.122549>

3. *Liu H. , Yuan C., Li H., Zheng X., Huang P.* Experimental study of R1234yf flow boiling in small tubes at saturation temperature of 5 °C and low mass flux. Applied Thermal Engineering. 2023. V. 229, 120653 <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120653>

4. *Cheng N., Yu S., Xiao J., Peng C-H.* Experimental Study of Onset of Nucleate Boiling in Vertical Rectangular Channels with Different Flow Path Heights. Science and Technology of Nuclear Installations. 2022. Article ID 7760569. <https://doi.org/10.1155/2022/7760569>

5. *Yan, J., Bi, Q., Liu, Z., Zhua, G., Cai, L.* Subcooled flow boiling heat transfer of water in a circular tube under high heat fluxes and high mass fluxes. Fusion Engineering and Design. 2015. 100. P. 406–418. <https://doi.org/10.1016/j.fusengdes.2015.07.007>

6. *Ganesan V., Patel R., Hartwig J., Mudawar I.* Review of databases and correlations for saturated flow boiling heat transfer coefficient for cryogenics in uniformly heated tubes, and development of new consolidated database and universal correlations. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2021. V.179. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121656>

7. *Schmid D., Verlaat B., Petagna P., Revellin R., Schiffmann J.* Heat transfer of flow boiling carbon dioxide in vertical upward direction. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2022. V. 196. 123246. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123246>

8. *Shah M.M.* New general correlation for heat transfer during saturated boiling in mini and macro channels. International Journal of Refrigeration. 2022. P. 103-116. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.02.019>

9. *Schmid D., Verlaat B., Petagna P., Revellin R., Schiffmann J.* Flow pattern observations and flow pattern map for adiabatic two-phase flow of carbon dioxide in vertical upward and downward direction. Exp. Experimental Thermal and Fluid Science. 2022. 131. 110526. doi: 10.1016/j.expthermflusci.2021.110526 .

10. *Gakal P.G., Gorbenko G.A., Turna R.Y., Reshitov E.R.* Heat transfer during subcooled boiling in tubes (a Review). 2019. ISSN 0131–2928. Journal of Mechanical Engineering. 2019. V. 22, 1. P. 9-16. DOI: <https://doi.org/10.15407/pmach2019.01.009>

11. *Antipov V.G.* Experimentalnoe opredelenie granitz oblasti neravnovesnogo kipeniya v parogeneruyuchem kanale. Part 1. Granitsa nachala paroobrazovaniya. [Experimental determination of the boundaries of the nonequilibrium boiling region in a steam-generating channel. Part 1. Boundary of the beginning of vaporization.]. *Industrial heat engineering*. 2011. т. 33, № 5. P. 5 – 10. (Russ).
12. *Antipov V.G.* Experimentalnoe opredelenie granitz oblasti neravnovesnogo kipeniya v parogeneruyuchem kanale. Part 2. Granitsa perehoda k ravnovesnomy kipeniyu. [Experimental determination of the boundaries of the nonequilibrium boiling region in a steam-generating channel. Part 2. The boundary of transition to equilibrium boiling.]. *Industrial heat engineering*. 2011. т. 33, № 6. P. 25 – 31. (Russ)
13. *Avramenko A.A., Kovetskaya M.M., Tyrinov A.I. Kovetskaya Yu. Yu.* Distinctive features of the use of nanofluids to enhance boiling heat transfer. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2020. V.93,N 1. P.74–82. DOI 10.1007/s10891-020-02092-w.
14. *Avramenko A.A., Shevchuk I.V., Abdallah S., Blinov D.G., Harmand S., Tyrinov A.I.* Symmetry analysis for film boiling of nanofluids on a vertical plate using a nonlinear approach. *Journal of Molecular Liquids*. 2016. V. 223, P. 156-164. . <https://doi.org/10.1016/j.molliq.2016.08.038>
15. *Tyrinov A.I., Avramenko A.A., Basok B.I., Davydenko B.V.* Modeling of flows in a microchannel based on the boltzmann lattice equation. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2012. 85, P.65-72. <https://doi.org/10.1007/s10891-012-0621-1>
16. *Avramenko A.A., Kuznetsov A.V.* Flow in a curved porous channel with a rectangular cross section. *Journal of Porous Media*. 2007. 11 (3), P. 241–246. DOI:10.1615/JPorMedia.v11.i3.20
17. *Avramenko, A.A., Kuznetsov, A.V.* Renormalization Group Model of Large-Scale Turbulence in Porous Media. *Transport in Porous Media*. 2006. 63, P. 175–193. <https://doi.org/10.1007/s11242-005-4425-z>
18. *Avramenko A.A.* Gruppovye metody v teplofizike. [Group methods in thermophysics] K. : Naukova dumka, 2003. 484 с. ISBN 966-00-0018-9 (Russ).
19. *Avramenko A.A., Kuznetsov A.V., Nield D.A.* Instability of Slip Flow in a Channel Occupied by a Hyperporous Medium. *Journal of Porous Media*. 2007. V.10 (5). P. 435-442. DOI: 10.1615/JPorMedia.v10.i5.20
20. *Groeneveld B.C., Leung L.K.H., Kirillov P.L.* et al. The 1995 look-up table for critical heat flux in tubes. *Nuclear Engineering and Design*. 1996. 163. p.1-23.
21. *Kirilov P.L., Yurev Yu.S., Bovkov V.P.* Spravochnik po teplogidravlicheskim raschetam (yadernue reaktory, teploobmenniki, parogeneratory) [Handbook of thermal-hydraulic calculations (nuclear reactors, heat exchangers, steam generators)]. M.: Energoatomizdat, 1990. – 360 p. (Russ)
22. *Rassohin N.G., Shevtsov R.S., Rezmin A.V.* Raschet teplootdachi pri kipenii [Calculation of heat transfer during boiling]. *Thermal power engineering*. 1970. № 9. P. 58. (Russ)

Отримано 25.03.2024

Received 25.03.2024

Прийнято до друку 17.08.2024  
Accepted for publication 17.08.2024