

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ ТЕПЛОВІДАЧІ В УМОВАХ ВІЛЬНОЇ КОНВЕКЦІЇ ВІД ГОРИЗОНТАЛЬНОГО ЦИЛІНДРА У ЩІЛЬОВОМУ ВЕРТИКАЛЬНОМУ КАНАЛІ

© Неїло Р.В., 2014

Наведено результати експериментального дослідження інтенсивності теплообміну одиночного горизонтального циліндра, розміщеного у вертикальному каналі, в умовах вільної конвекції до повітря, в діапазоні чисел Релея $9,1 \cdot 10^3 < Ra < 1,7 \cdot 10^5$. Отримані результати показують підвищення інтенсивності теплообміну. Досліджено температурне поле теплоносія по висоті каналу. Показано, що профіль температури круто змінюється у пристінній ділянці нагрітого тіла, а далі поступово вирівнюється. Показано, що в окремих ділянках висоти каналу існують області, температура теплоносія в усіх точках об'єму яких відрізняється від температури навколишнього середовища. Такий результат свідчить про повне заповнення прогрітим теплоносієм живого перерізу каналу.

Представлено також схему експериментального стенда, порядок дослідження та проаналізовано результати експерименту.

Ключові слова: теплообмін, вільна конвекція, горизонтальна труба, вертикальний канал, затиснені умови.

This paper presents the results of an experimental study of heat transfer rate from a single horizontal cylinder confined in a vertical channel during natural convection to air in the range of Rayleigh numbers $9,1 \cdot 10^3 < Ra < 1,7 \cdot 10^5$. These results show increase of heat transfer rate. Variations in the intensity have the same character in the entire range of Rayleigh numbers. Temperature field of air in the channel was also investigated. It is shown that the temperature profile is changed dramatically in the wall region of the cylinder and has approximately uniform profile at the outlet of the channel. It was shown that in some areas there are regions of the channel height, where the temperature of the coolant at all points of the volume is higher than the ambient temperature. This result indicates a complete filling of the warmed coolant in some section of the channel. The resulting increase in heat transfer rate can be explained primarily by the quasi-forced movement.

The paper presents the scheme of the experimental setup, the order of the studies and the analysis of the experimental results.

Key words: heat transfer, free convection, horizontal pipe, vertical channel confined conditions.

Вступ

Підвищення інтенсивності тепловіддачі різноманітними конструктивними методами – завжди було актуальним наукомістким та практично орієнтованим завданням. Особливо актуальною є для теплообміну вільна конвекція у зв'язку з низькою інтенсивністю передачі енергії, порівняно з іншими методами: вимушеною конвекцією, теплопровідністю, кипінням тощо [1]. При цьому простота, однозначність впливу та низька вартість запропонованих конструктивних змін завжди стоять поряд з загальною необхідністю внесення таких змін. Одним з таких способів стосовно

теплообміну в умовах термогравітаційної конвекції є розміщення теплообмінної поверхні у вертикальному каналі.

Затиснення теплообмінної поверхні у вертикальному каналі має два взаємно протидіючі чинники. З одного боку, накопичення теплової енергії у товщі теплоносія трансформується у кінетичну енергію підйомного руху. Такий рух у верхній частині каналу ініціює підсмоктування рідини через нижній отвір каналу, у зв'язку з чим умови теплообміну фактично з вільної конвекції трансформуються у вимушену, для якої традиційно характерна висока інтенсивність тепловіддачі [2, 3]. З іншого боку, наявність адіабатних стінок, що утворюють стінки каналу, створюють додатковий гідравлічний опір, що може придушувати можливість руху як такого. Протидія таких чинників не піддається точній теоретичній оцінці як через загальну складність досліджуваного процесу [4], так і через складнощі із врахуванням впливу окремих чинників: в'язкісної дисипації за вільноконвективного руху, необхідності врахування впливу гідравлічного опору тертя на поверхні каналу, розрахунку загального рівня швидкості (та визначення профілю швидкості руху по ширині каналу) тощо.

У [5] наведено результати дослідження вільноконвективного теплообміну на поверхні горизонтального циліндра в умовах великого об'єму. Ця робота є продовженням досліджень вільноконвективного теплообміну.

У [6] наведено результати дослідження теплообміну еліптичної труби, що знаходиться у вертикальному каналі (більшою віссю вздовж напрямку руху теплоносія). В роботі вказано на діапазон відносної ширини каналу, що відповідає максимальному збільшенню інтенсивності тепловіддачі. Співвідношення оптимальної ширини каналу до меншого діаметра труби становило близько 2–3, для чисел Релея – в діапазоні 1500–2000.

У [7] наведено результати експериментального та числового дослідження впливу відстані від адіабатної стінки до осі вертикального трубного пучка на інтенсивність теплообміну у діапазоні чисел Релея 2400 – 10000. В роботі показано, що наявність стінки впливає на інтенсивність теплообміну вже на відстані в п'ять діаметрів труби. А за певного оптимального значення можливе максимальне підвищення інтенсивності тепловіддачі, що становить близько 5–15 %.

У [8] наведено результати аналітичного, експериментального та математичного дослідження теплообміну вільною конвекцією від одиночного горизонтального циліндра у діапазоні чисел Релея $650 < Ra < 1000$. Показано, що інтенсивність тепловіддачі в описаних умовах залежить не тільки від ширини каналу, а й від його висоти, зокрема тієї частини висоти каналу, що розміщена над поверхнею труби. Аналітично доведено, що оптимальна ширина каналу існує за усіх значень чисел Релея, проте із його збільшенням вона зменшується.

У [9] досліджена інтенсивність теплообміну від горизонтального циліндра в умовах вільної конвекції в діапазоні чисел Релея $10 < Ra < 5 \cdot 10^5$ для трьох різних теплоносіїв. При цьому для умов повітря дослідження проведено лише в діапазоні $20 < Ra < 4000$. Ширина каналу в усіх експериментах була більшою від двох діаметрів труби. У роботі зроблено висновок про загальне підвищення інтенсивності тепловіддачі в усьому досліджуваному діапазоні.

У [10] наведено результати числового моделювання вільної та змішаної конвекції від горизонтального циліндра у вертикальному каналі. Дослідження проведено для ширини каналу, що дорівнює шести діаметрам труби. Показано, що загальна інтенсивність тепловіддачі вища від тепловіддачі від горизонтального циліндра в умовах великого об'єму, проте таке підвищення має відносно невелику величину. Додатково досліджено вплив змінної висоти розміщення циліндра, як відстані від нижнього та верхнього входів труби. Показано, що за певних умов в об'ємі теплоносія над вертикальним рівнем труби може утворюватися зона, куди з верхнього отвору відсмоктуватиметься холодний теплоносій. Із зменшенням висоти каналу, що знаходиться над трубою, така вихрова зона збільшується.

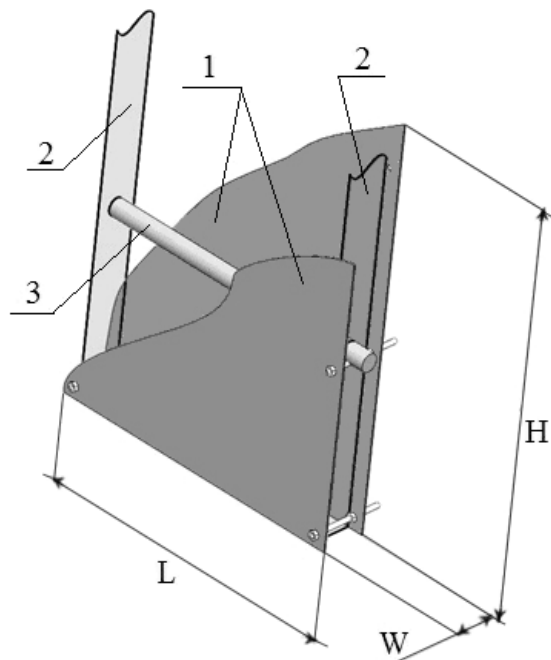
Експериментальне дослідження інтенсивності тепловіддачі в умовах вільної конвекції на поверхні циліндра, який розміщений у вертикальному щільовому каналі, представлено у цій роботі.

Експериментальна установка

Експериментальний зразок, що використовувався під час проведення експериментальних досліджень, детально описаний в [5]. Загалом він являє собою алюмінієву трубу круглого перерізу, зовнішнім діаметром (d_w) $\varnothing 22$ мм, з розміщеним всередині електронагрівачем. Експериментальний зразок розміщено у вертикальному прямокутному каналі. Схематично експериментальний стенд зображено на рис. 1.

Відносна висота каналу становить $\frac{H}{d_w} \approx 41$. Глибина каналу дорівнює довжині експериментальної ділянки $\frac{L}{d_w} \approx 16$, ширина каналу – $\frac{W}{d_w} \approx 2,5$. Вертикальна координата розміщення осі експериментального зразка, відраховуючи від входу в канал, – $\frac{H_a}{d_w} \approx 11$. Експериментальний зразок розміщений симетрично між вертикальними бічними стінками каналу.

Рис. 1. Схема експериментального стенда:
1 – бічні стінки каналу; 2 – торцеві прозорі стінки каналу; 3 – експериментальний зразок; L – глибина каналу; H – висота каналу; W – ширина каналу



Методика проведення експерименту повністю відповідає дослідженню тепловіддачі від горизонтального циліндра, зануреного у великий об'єм в умовах вільної конвекції, що описано у [5]. За стабілізації показів терморпарі, що розміщена у товщі металу поверхні труби, фіксуються дані температури навколишнього середовища далеко від поверхні теплообміну та температури теплоносія на виході з каналу і температурне поле в перерізі каналу.

Результати експериментальної роботи

Відповідно до даних [5], інтенсивність теплообміну в умовах вільної конвекції від горизонтального одиничного циліндра якнайточніше описується залежністю:

$$\overline{Nu}_{fd} = 0,5 \cdot (Gr_d^a \cdot Pr_f^a)^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr_f^a}{Pr_f^w} \right)^{0,25} \quad (1)$$

Зіставлення отриманих результатів експериментальної роботи з дослідження інтенсивності тепловіддачі горизонтального циліндра, що затиснене у вертикальному каналі (за ширини каналу,

що дорівнює $W = 2,5 \cdot d_w$), показано на рис. 2. Як можна побачити з цього рисунка, інтенсивність тепловіддачі циліндра, що розміщений у вертикальному каналі, вища, ніж в умовах великого об'єму, приблизно на 15 %. При цьому помітно, що загальний характер залежності $Nu = f(Ra)$ у досліджуваному діапазоні зберігається. Крім загального підвищення інтенсивності тепловіддачі зі збільшенням інтенсивності підведення енергії, кут нахилу прямої, що проходить через експериментальні точки, приблизно дорівнює відповідному куту нахилу прямої, що відповідає залежності (1).

Пояснення цього явища полягає у такому. У зв'язку з прогріванням рідини тепловий слід над поверхнею труби займає всю ширину каналу, виштовхувальної сили стає достатньо для подолання гідравлічного опору каналу, починається нерозривний рух теплоносія крізь увесь живий переріз. Виникає явище самотяги у вертикальному каналі, що далі безперервно супроводжує перебіг процесу. У зв'язку з тим, що тепла енергія передається теплопровідністю та конвекцією на усю ширину каналу, фактично настають умови квазі-вимушеного руху – на границях каналу розміщені зони підвищеного та зниженого тисків (утворені прикладеною Архімедовою силою та її протидією [8, 9]). Рух набуває нерозривного характеру, у зв'язку з чим можна прогнозувати підвищення інтенсивності тепловіддачі, що характерно для умов вимушено конвективного теплообміну.

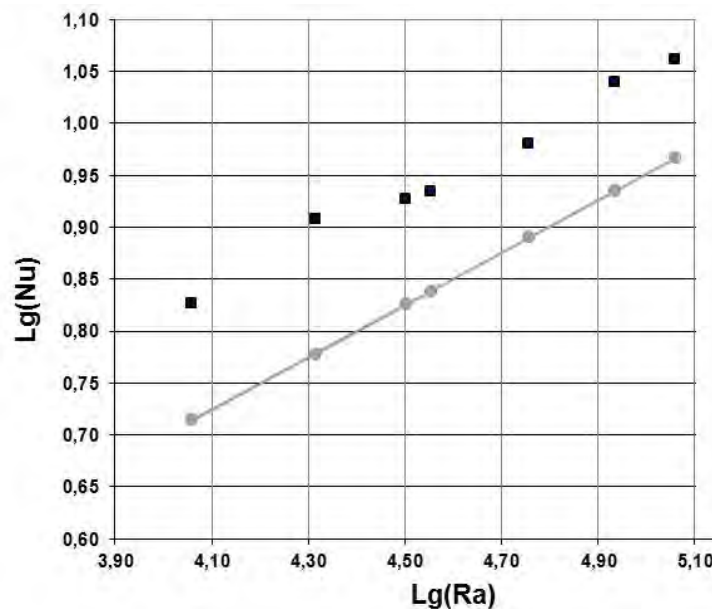


Рис. 2. Зіставлення експериментальних даних з визначення інтенсивності тепловіддачі ($Lg(Nu)$) від горизонтального циліндра, що затиснений у вертикальному каналі, порівняно з інтенсивністю теплообміну в умовах великого об'єму, в діапазоні чисел Релея ($Lg(Ra)$) $9,1 \cdot 10^3 < Ra < 1,7 \cdot 10^5$:

■ – експериментальні дані; ● – результати розрахунку відповідно до (1)

Оскільки ширина каналу є досліджуваною змінною, додатково варто розглянути сильно затиснений канал та надширокий. У таких випадках інтенсивність теплообміну має пригнічуватися (аж до повної зупинки наскрізного руху як такого за $W = d_w$) та асимптотично наближатися до такої самої в умовах великого об'єму відповідно (за $W \rightarrow \infty$). Надмірно затиснений канал утворює високий місцевий гідравлічний опір рухові теплоносія. Останній, визначається згідно з [11]:

$$\Delta P = x \cdot \frac{r \cdot W^2}{2}, \quad (2)$$

де χ – коефіцієнт місцевого опору, що залежить від виду опору, режиму руху теплоносія та загалом визначається відповідно до даних [11]; $W, \frac{m}{c}$ – швидкість руху теплоносія, що набігає; $\rho, \frac{kg}{m^3}$ – густина рідини теплоносія.

В такий спосіб отримуємо, що гідравлічний опір рухові теплоносія через щілину між стінками каналу та труби залежить від квадрата швидкості теплоносія.

Крім того, додатковий опір присутній на стінках каналу та на стінці горизонтального циліндра, що пов'язано із опором тертя на поверхнях, вздовж яких відбувається рух. Проте останній для описаного експериментального стенда (а саме – його малої довжини в напрямку руху теплоносія) та порівняно гладких стінок каналу матиме нехтувано малу величину, порівняно з місцевим опором.

Коефіцієнт місцевого опору для описаних умов залежить від співвідношення живих перетинів у точці проходження міделевого перерізу труби, до та після труби, профілю перехідної частини, тощо. Тому, чим вужчим стає канал, тим вищим стає коефіцієнт місцевого гідравлічного опору, тим вищим стає гідравлічний опір проходження перетину розміщення труби. У зв'язку з підвищенням гідравлічного опору варто очікувати зменшення швидкості руху теплоносія та відповідних змін в інтенсивності теплообміну – у разі малого живого перетину в області проходження теплоносія повз трубу рух останнього сповільнюватиметься, а коефіцієнти тепловіддачі значно знижуватимуться. Далі в області під нагрівним елементом утворюватиметься шар гарячої рідини, що продовжуватиме зростати за рахунок теплопровідності рідини. У таких умовах під циліндром можливе накопичення гарячого теплоносія, що з невисокою витратою проходить через вузьку щілину між стінкою труби та каналу.

З іншого боку, за великої ширини каналу, інтенсивність теплообміну поступово наблизатиметься до такої в умовах великого об'єму [6, 7, 9]. У [7] вказується, що за розміщення однієї адіабатної стінки на відстані п'яти діаметрів труб інтенсивність тепловіддачі підвищується приблизно на 4 %. Наступне наближення стінки до поверхні теплообміну викликає підвищення інтенсивності теплообміну та за певного критичного значення має максимальну величину. Наступне зменшення відстані призводить до різкого зменшення тепловіддачі.

Оскільки для першого експериментального кроку ми обрали ширину каналу, що за певними джерелами [6] відповідає максимальній інтенсивності тепловіддачі, отримані результати мають добре характеризувати досліджуване явище. Як бачимо з рис. 3, інтенсивність теплообміну збільшилася приблизно на 15 % в усьому досліджуваному діапазоні.

З точки зору нерозривності руху теплоносія у каналі, цікавим є дослідження розподілу його температури по висоті та ширині каналу. Отримані результати зведено у рис. 3, а, де $q = \frac{T_i - T_0}{T_w - T_0}$ –

безрозмірна температура теплоносія; R_r, m – горизонтальна координата точки розрахунку, відкладена

від вертикальної осі симетрії експериментального зразка; $R_w = \frac{1}{2} \cdot d_w, m$ – радіус труби.

Як бачимо, в міделевому перетині труби профіль температури теплоносія майже не відрізняється від такого ж в умовах вільної конвекції у великому об'ємі, отриманому експериментально в [5]. Далі із збільшенням відстані від осі труби у вертикальному напрямку профіль температури змінюється. У горизонтальній площині, що приблизно збігається з верхньою утворювальною трубою, температура теплоносія досягає тих самих рівнів, що й в міделевому перетині. Тут помітна доволі широка область існування теплового сліду над поверхнею труби, що характеризується високою температурою теплоносія. Поза межами проекції розмірів труби на горизонтальну площину температура теплоносія у цьому перетині різко спадає. Далі, вниз за рухом теплоносія температура вирівнюється, і вже на відносній висоті $\frac{h}{d_w} = 2,81$ бачимо, що навіть в

області стінок каналу температура теплоносія вища від температури навколишнього середовища, хоч на попередніх кривих крайні точки відображали рівність таких температур. Далі профіль температури поступово вирівнюється, а на відносній висоті $\frac{h}{d_w} = 22$ можна помітити, що у зв'язку з теплообміном гарячого теплоносія із стінкою каналу, температура у цій області знову знижується. Підтвердженням умови нерозривності та односкерованості руху теплоносія по перерізу каналу можна вважати наявність об'єму між відповідними вертикальними координатами, де температури в області біля стінок каналу вищі від температури навколишнього середовища. Такими координатами, відповідно до рис. 3, а, можна вважати: від $\frac{h}{d_w} = 2,81$ до $\frac{h}{d_w} = 13,3$.

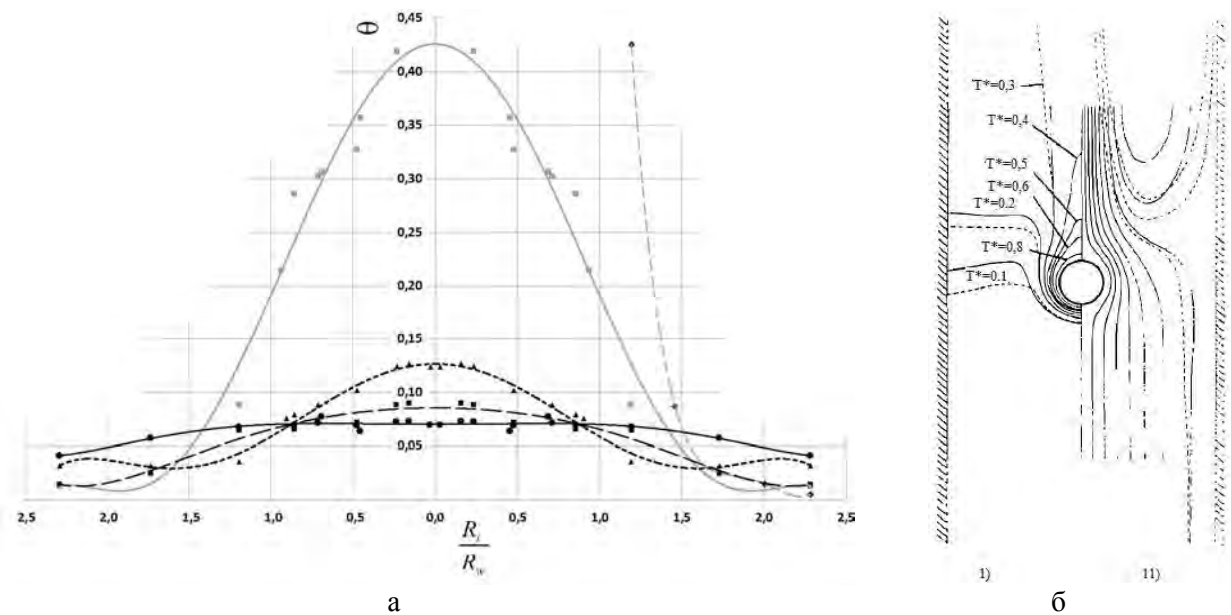


Рис. 3. Профіль температури (θ) теплоносія по ширині каналу $\left(\frac{R_i}{R_w}\right)$ на різних вертикальних безрозмірних координатах: а – згідно з експериментальними даними: $\text{---} \blacklozenge \text{---}$ – у міделевому перетині; $\text{---} \blacksquare \text{---}$ – на висоті верхньої утворювальної труби; $\text{---} \blacktriangle \text{---}$ – на безрозмірній висоті $\frac{h}{d_w} = 2,81$; $\text{---} \bullet \text{---}$ – на безрозмірній висоті $\frac{h}{d_w} = 13,3$; $\text{---} \blacksquare \text{---}$ – на безрозмірній висоті $\frac{h}{d_w} = 22$; б – згідно з [10] (тут $T^* = \theta$), $Ra = 10^3$, $\frac{W}{d_w} = 6$: I – ізотерми; II – лінії току, для $\text{---} \text{---} \text{---}$ $\frac{H}{d_w} = 12$; $\text{---} \text{---} \text{---}$ $\frac{H}{d_w} = 8$

На рис. 3, б показано результати числового моделювання теплогідравлічних процесів у вертикальному каналі під час теплообміну вільною конвекцією на поверхні горизонтального циліндра, отримані в [10]. Можна побачити, що загалом профілі отриманих кривих мають подібний характер. Проте в зв'язку з меншим числом Релея, за якого проведено моделювання, помітно значно більшу область підвищених температур, ніж отримано в експериментальній роботі. Такий характер змін пов'язаний із збільшенням впливу передачі теплової енергії теплопровідністю у товщу шару теплоносія порівняно із механічним переносом, характерним для конвекції.

Гідродинамічна картина омивання циліндра та загалом руху теплоносія вздовж каналу тісно пов'язана із характером та інтенсивністю теплообміну на поверхні циліндра. На рис. 4, а наведено результати візуалізації ліній току теплоносія. Для порівняння, на рис. 4, б показано результати візуалізації омивання холодного зразка до подачі на нього теплової енергії. Можна помітити, що характер омивання різко змінився, що характерно для накладання на вимушено конвективне омивання циліндра струменем диму високого впливу вільноконвективного руху та самотяги каналу.

На рис. 4, в наведено результати візуалізаційної роботи, яку проведено на горизонтальному циліндрі, що занурений у великий об'єм. Саме порівняння рис. 4, а та в розкриває той вагомий внесок в зміну гідродинамічної картини, що її чинить наявність стінок каналу. Помітно, що отримані результати візуалізації відповідають картині омивання за невисоких чисел Рейнольдса, що підтверджує висновок про певне наближення картини омивання до вимушено конвективної. Відповідно до результатів вимірювання поля температури у кормовій області циліндра, що показано на рис. 3, а, порівняно з картиною омивання (рис. 4, а), можна помітити, що найбільший градієнт температури збігається із розмірами застійної зони. Далі, із вирівнюванням профілю швидкості та активним перемішуванням теплоносія, профіль температури вирівнюється, що бачимо на відповідній кривій температури теплоносія.

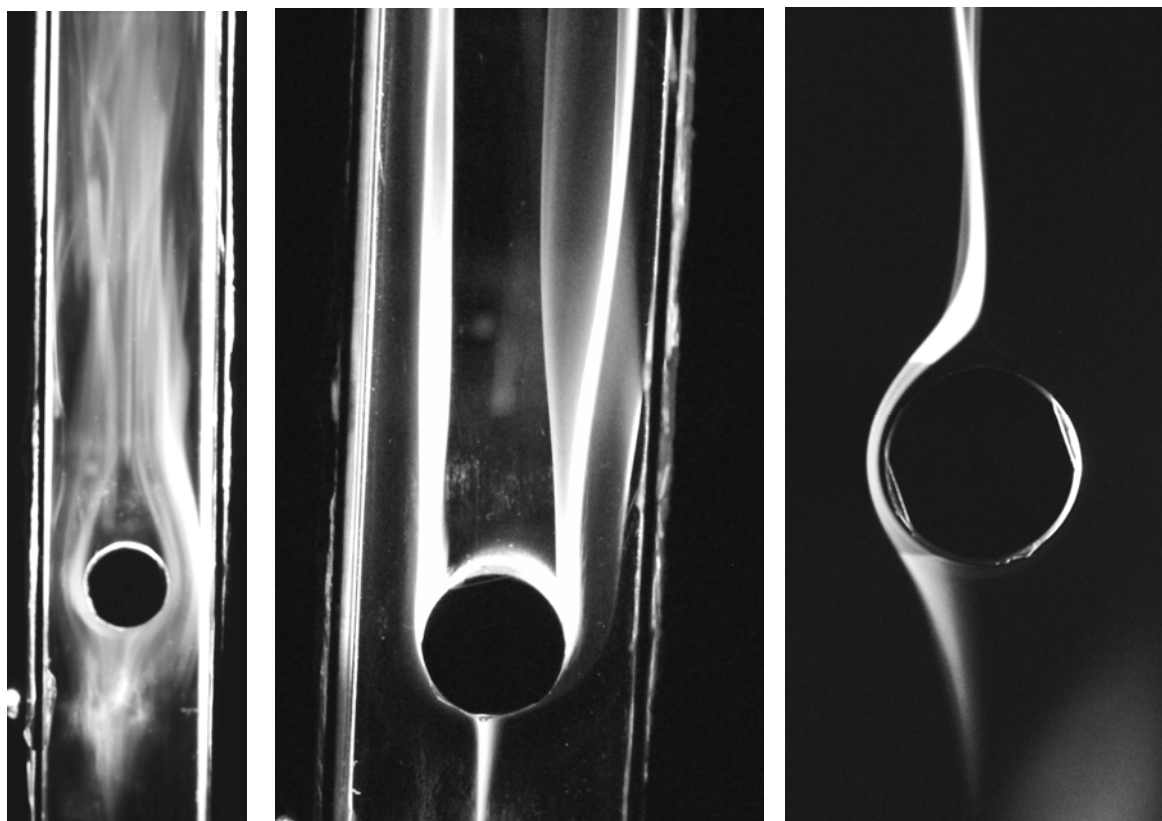


Рис. 4. Візуалізація картини омивання горизонтального циліндра за $Ra \approx 1 \cdot 10^5$: а – у вертикальному

каналі $\frac{W}{d_w} = 2,0$ на гарячому зразку; б – аналогічно, на холодному зразку; в – на гарячому зразку,

що знаходиться у великому об'ємі [12]

Висновки

У роботі наведено результати експериментального дослідження теплообміну одиничної горизонтальної труби, розміщеної у вертикальному каналі, в умовах вільної конвекції. Результати експериментальної роботи показують підвищення інтенсивності тепловіддачі від одиничного циліндра порівняно із умовами розміщення труби у великому об'ємі. Експерименти проведено з

використанням повітря як теплоносія, за чисел Релея $9,1 \cdot 10^3 < Ra < 1,7 \cdot 10^5$, за відношення ширини каналу до діаметра труби, що дорівнює 2,5, що приблизно відповідає оптимальній ширині каналу, відповідно до наведених в літературі даних.

Отримані експериментально температури теплоносія у різних перетинах каналу відповідають наведеним у літературі даним. Дослідження температури теплоносія на різних вертикальних координатах вздовж напрямку руху теплоносія вказує на значний вплив наявних стінок на перебіг гідродинамічної сторони задачі, що у відповідний спосіб відображається на інтенсивності теплообміну. У результатах дослідження показано, що на певній висоті каналу тепловий слід повністю заповнює його живий переріз і спричиняє підвищення витрати теплоносія через канал та відповідне підвищення інтенсивності тепловіддачі. Відповідні зміни можна помітити також у картині омивання горизонтального циліндра, що затиснений у вертикальному каналі. Помітно, що картина омивання набуває вимушено-конвективного характеру.

Актуальність отриманих результатів полягає як у точнішому проектному розрахунку теплообміну в описаних умовах, так і в експериментальному підтвердженні уявлень про перебіг досліджуваного процесу, що загалом є характернішим для трубних теплогенеруючих або теплопоглинальних систем, ніж умови великого об'єму.

1. Туз В.О. Конвективний теплообмін на зовнішній стороні гладкотрубних поверхонь [Текст] / В.О. Туз, Р.В. Неїло // Технологический аудит и резервы производства. – 2013. – № 5/1(13),
2. Михеев, М.А. Основы теплопередачи [Текст] / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – 2 изд. – М.: Энергия, 1977. – 344 с.
3. Исаченко, В.П. Теплопередача [Текст] / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел.–3-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1975. – 487 с.
4. Гебхарт, Б. Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен [Текст] / Б. Гебхарт, Й. Джалурия, Р. Махаджан, Б. Саммакия: в 2-х кн. – Кн. 1 // пер. с англ. – М.: Мир, 1991. – 678 с.
5. Туз В.О. Експериментальне дослідження теплообміну в умовах вільної конвекції на поверхні горизонтального циліндра [Текст] / В.О. Туз, Р.В. Неїло // Східноєвропейський журнал передових технологій. – 2013. – № 6.
6. Hatati, M. Prediction of natural convection heat transfer from a confined horizontal elliptic tube using radial basic function network / M. Hatati, A. Baharak, Maysam A. International Journal of Research and Reviews in Applied Sciences. Volume 2, Issue 1. – 2010.
7. Harsini I. Effect of adiabatic wall on the natural convection heat transfer from a wavy surface created by attached horizontal cylinders / I. Harsini; M. Ashjaee. Experimental Thermal and Fluid Science Volume 34. Issue 6. – 2010.
8. Sadegh Sadeghipour M. Natural convection from a confined horizontal cylinder: the optimum distance between the confining walls / M. Sadegh Sadeghipour, Y. Pedram Razi. International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2001. – № 44. – 367–374 pp.
9. Marsters, C. F. Natural convective heat transfer from a horizontal cylinder in the presence of nearby walls / C. F. Marsters. The Canadian journal of chemical engineering. – 1975. V. 53, issue 1.
10. Bakhtier F. Natural and mixed convection heat transfer around a horizontal cylinder within confining walls / F. Bakhtier, I.G. Selcuk. Numerical Heat Transfer. – 1982. – Vol. 5. – P. 329–341.
11. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям: 3-е изд., перераб. и доп. / под ред. М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
12. Неїло Р.В. Димова візуалізація динамічного поля при теплообміні вільною конвекцією на поверхні горизонтального циліндра [Текст] / Р.В. Неїло. Технологический аудит и резервы производства. – 2014.– № 1/1(15).