

УДК 536.24:533.6.011

DOI: 10.15587/2313-8416.2016.60029

ТЕПЛООБМІН ПЛОСКООВАЛЬНИХ ТРУБ З НЕПОВНИМ ОРЕБРЕННЯМ В УМОВАХ ВІЛЬНОЇ КОНВЕКЦІЇ ТА ПРИРОДНОЇ ТЯГИ

© М. М. Вознюк, О. М. Терех, О. І. Руденко, С. А. Рева, О. В. Баранюк

Наведена методика експериментального дослідження теплообміну плоскоовальних труб з неповним поперечним оребрнням в умовах вільної конвекції та природної тяги. Представлені результати з теплообміну одиночної плоскоовальної труби з неповним оребрнням та одиночного горизонтального ряду таких труб в умовах вільної конвекції та природної тяги. Показаний вплив на теплообмін при переході від режиму вільної конвекції до природної тяги

Ключові слова: теплообмін, плоскоовальна труба, поперечне оребрння, вільна конвекція, природна тяга

The technique of experimental investigations of heat transfer of flat-oval tubes with incomplete transversal finning in conditions of free convection and natural draft are shown. Received results of heat exchange of single flat-oval tube with incomplete transversal finning and a single row made from such tubes are presented. Influence of transition from free convection conditions to natural draft on heat transfer is shown

Keywords: heat transfer, flat-oval tube, transversal fins, free convection, natural draft

1. Вступ

Інтерес до теплообмінних пристроїв та установок з повітряним охолодженням в даний час різко зріс у зв'язку з дефіцитом охолоджуючої води та посиленням екологічних вимог до енергетичного устаткування при його експлуатації. Зокрема, до таких пристроїв можна віднести «сухі» градирні, які призначені для охолодження технічної води і широко застосовуються зараз на різних промислових підприємствах, в тому числі на ТЕС та АЕС. Як свідчить закордонна практика [1–3], використання „сухих” повітряних систем охолодження на підприємствах нафтохімічної, металургійної, харчової та інших галузей промисловості дозволяє на 70...90 % зменшити використання прісної води, що вирішує задачі раціонального використання водних ресурсів та запобігання забруднення довкілля.

Крім того, проблема зниження металоємності і габаритів обладнання «сухих» систем охолодження, особливо якщо прийняти до уваги, що значна частина його виготовляється з дефіцитних матеріалів (кольорові метали, спеціальні сталі і т. д.), може бути вирішена методами інтенсифікації теплообміну, зокрема застосуванням ефективних пакетів ребристих труб. Такі ребристі поверхні повинні відрізнятися високою теплоаеродинамічною ефективністю, компактністю, технологічністю, зручністю монтажу й обслуговування. До них можна віднести нову поверхню НТУУ «КПІ» розроблену та виготовлену з ореблених труб плоскоовальної форми [4], які мають ряд переваг порівняно з існуючими аналогами ребристих труб.

2. Постановка проблеми

Метою експериментальної роботи, що пропонується, є визначення доцільності використання плоскоовальних труб з неповним поперечним оребрнням в умовах вільної конвекції та природної тяги. Для досягнення цієї мети розроблений експериментальний стенд, на якому досліджувався теплообмін одиночної плоскоовальної труби з неповним ореб-

рнням та одиночного горизонтального ряду таких труб в умовах вільної конвекції та природної тяги.

3. Аналіз літературних джерел

Аналіз літературних даних з дослідження сучасних теплообмінних пристроїв, що мають поверхні з ореблених трубчастих пакетів, показує, що частіше серед них зустрічаються дослідження турбулентної або близької до неї форми течії теплоносія навколо поверхні, при цьому відбувається зміна режиму зовнішнього омивання і характер закономірності тепловіддачі. Найбільш вивченими є турбулентний ($Re > 10^5$) та змішаний $Re = (10^3 - 10^5)$ режими, що відповідає швидкостям омивання у найбільш вузькому перетині пакету більше ніж 3 м/с [1, 5, 6]. Натомість, спостерігається недостатність досліджень та обмеженість кількості робіт для ламінарного режиму ($Re < 3 \cdot 10^3$), що відповідає діапазону невеликих швидкостей омивання (0,5–3) м/с, та практично відсутність вивчення режимів вільної конвекції (менше 0,3 м/с) та природної тяги (0,3–0,5) м/с, хоча на практиці, такі умови досить часто можуть зустрічатися при експлуатації теплообмінного обладнання. Особливу привабливість для ореблених поверхонь «сухих» градирень може представляти режим природної тяги в зв'язку з тим, що цей режим займає проміжне місце між вільною та вимушеною конвекцією. З одного боку в ньому порівняно з вільною конвекцією посилюється інтенсивність теплообміну, що призводить до підвищення теплової ефективності поверхні, а з іншого боку – порівняно з режимом вимушеної конвекції для нього непотрібно застосовувати коштовний та енергозатратний вентилятор, що забезпечує прокачування повітря крізь оребрену поверхню. Крім того, зацікавленість до цього режиму омивання теплообмінних секцій, у першу чергу, може бути пов'язана з його використанням у вже діючих апаратах з примусовим прокачуванням повітря під час відключення вентилятора, особливо в холодну пору року, коли ефект природної тяги посилюється через зрос-

тання різниці температур між навколишнім повітрям та всередині витяжної башти.

Тому, виходячи з аналізу літературних джерел, вивчення процесів та впливу геометричних та теплових характеристик пакетів труб на інтенсивність теплообміну в умовах вільної конвекції і природної тяги та створення за їх результатами достовірних розрахункових співвідношень є важливою задачею при проектуванні і удосконаленні теплообмінних поверхонь «сухих» систем охолодження.

4. Методика та об'єкт дослідження

Плоскоовальні труби з неповним поперечним оребренням на бічних плоских поверхнях (рис. 1) виготовлялися контактним приварюванням плоских прямокутних сталевих ребер товщиною 0,8 мм до плоскоовальної труби з кроком 4 мм. Геометричні характеристики труб наведені на рис. 1, б).

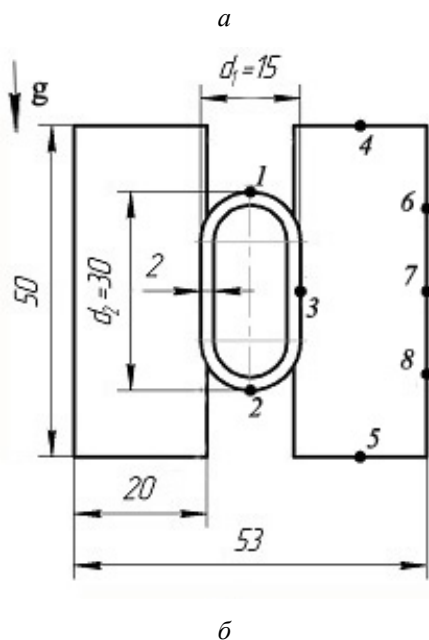
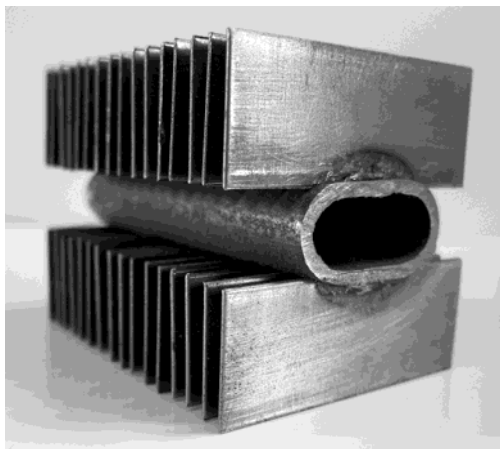


Рис. 1. Експериментальний зразок: а – оребреної труби; б – плоскоовальна оребрена труба-калориметр

Експериментальні зразки оребрених труб плоскоовальної форми мали довжину 500 мм. Всередину кожної труби встановлювалися по два трубчастих електро нагрівача з однаковими електричними опо-

рами. В зазор між нагрівачами та трубою засипався порошок дрібно дисперсного корунду і щільно трамбувався вібратором. Кінці труб вставлялися в трубні дошки, після чого їх кінці ізолювалися для зменшення теплових втрат.

Для вимірювання температурного поля ребра, стінки труби та температури стінки труби по її довжині використовувалася труба-калориметр. Для цього у фрезеровані по довжині стінки труби канавки встановлювалося шість мідь-константанових термопар та шість у виїмки на ребрі. Дроти термопар діаметром 0,08 мм виводилися до торця труби і з'єднувалися зі штекерним роз'ємом.

Експериментальний стенд для дослідження теплообміну плоскоовальних труб з неповним оребренням в умовах вільної конвекції у великому об'ємі і природної тяги складається з теплообмінної поверхні, закріпленої в каркасній опорі та змінної витяжної башти прямокутного перерізу з тепло ізолюючого матеріалу, яка жорстко фіксується над поверхнею. Досліджувана теплообмінна поверхня представляє собою однорядний горизонтальний пучок оребрених плоскоовальних труб. Для дослідження теплообміну труб в умовах вільної конвекції експерименти проводилися без витяжної башти (рис. 2, а), а для моделювання режиму природної тяги на теплообмінну секцію встановлювалася витяжна башта висотою 1 м (рис. 2, б).

Експериментальна установка оснащувалася такими вимірювальними приладами: для виміру потужностей, що розсіювалися нагрівачами труби-калориметра застосовувався ватметр типу Д522 класом точності 1,0 та труб пакету застосовувався ватметр типу Д5004 класом точності 0,5; температура повітря в лабораторному приміщенні вдалині від експериментального стенда вимірювалася ртутним термометром з ціною ділення 0,1 °С. Електричні сигнали від термопар надсилались в аналогово-цифровий перетворювач І7018, підключений до переносного комп'ютера та автоматично записувалися і виводилися на монітор комп'ютера.

Джерелом струму нагрівачів ребристих труб та труби-калориметра служили автотрансформатори типу LTC-2000, які приєднувалися до електричної мережі змінного струму через стабілізатор напруги „Logicpower”.

Безпосередньо за результатами вимірів температурного поля ребра і стінки труби біля кореня ребра визначалися середній приведений α_{np}^{cp} і середній по поверхні α_{cp} коефіцієнти тепловіддачі за формулами (1), (2).

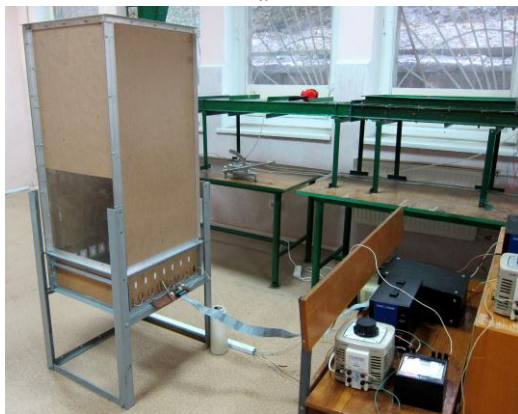
$$\alpha_{np}^{cp} = \frac{Q - Q_{emp}}{H_k (\bar{T}_{cm} - T_0)}, \tag{1}$$

де H_k – площа поверхні калориметра; Q_{emp} – втрати теплового потоку з торців калориметра розраховувалися за рекомендаціями [7] і складали 0,5–2,5 Вт.

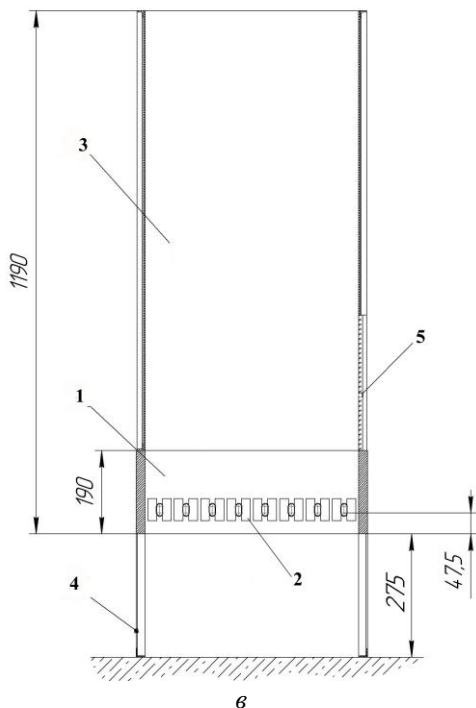
$$\alpha_{cp} = \frac{Q - Q_{emp}}{H_k (\bar{T}_{cp} - T_0)}, \tag{2}$$



а



б



в

Рис. 2. Експериментальний стенд для дослідження теплообміну: а – в умовах вільної конвекції та б – природної тяги; в – схема експериментального стенда; 1 – теплообмінна секція; 2 – плоскоовальні труби з неповним оребренням; 3 – витяжна башта; 4 – опорні стійки; 5 – візуальне вікно з оргскла

Попередній аналіз та розрахунки за рекомендаціями [7–9] показав, що для усіх проведених дослі-

дів коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням не перевищував (2–4) %. Причина такого малого рівня цієї величини пов'язана з низькими абсолютними температурами ребристої поверхні труби (35–90) °С та переопромінюванням між ребрами, яке не збільшувала загальний коефіцієнт теплообміну, через щільне розташування ребер на трубі. Тому при обробці експериментальних даних променева складова в даних режимах не враховувалася.

$$\bar{T}_{cm} = \frac{T_1 + T_2 + T_3}{3}, \quad (3)$$

де \bar{T}_{cm} – середня температура плоскоовальної труби біля кореня ребра труби-калориметра визначалася за формулою.

\bar{T}_{cp} – середньо поверхнева температура труби-калориметра визначається за допомогою співвідношення

$$\bar{T}_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i H_i}{H_i}, \quad (4)$$

в якому: T_i – температура поверхні на ділянці встановлення i -ої термопари, H_i – площа ділянки поверхні, яка прилягає до i -ої термопари.

T_0 – температура повітря на віддалі від експериментального стенду.

Середні температурні напори

$$\Delta T_{npus} = \bar{T}_{cm} - T_0, \quad (5)$$

$$\Delta T_{cp} = \bar{T}_{cp} - T_0. \quad (6)$$

Числа Релея визначалися за співвідношеннями

$$\text{Gr Pr}_{cp} = \frac{\beta d_1^3 g \Delta T_{cp}}{\nu^2} \cdot \text{Pr}, \quad (7)$$

$$\text{Gr Pr}_{npus} = \frac{\beta d_1^3 g \Delta T_{npus}}{\nu^2} \cdot \text{Pr}. \quad (8)$$

Середній і приведений критерії чисел Нуссельта розраховувалися за допомогою рівнянь

$$\text{Nu}_{cp} = \frac{\alpha_{cp} d_1}{\lambda}, \quad (9)$$

$$\text{Nu}_{np} = \frac{\alpha_{np} d_1}{\lambda}. \quad (10)$$

За визначальний розмір у числах Нуссельта і Грасгофа приймався поперечний розмір плоскоовальної труби d_1 . Фізичні константи повітря λ, ν, β , що входять у вирази для чисел Nu і Gr , відносилися до температури повітря T_0 .

5. Результати дослідження теплообміну

Дослідження теплообміну пакетів плоскоовальних труб з неповним поперечним оребренням, проводилися в області змін чисел Релея

$$\text{Ra} = \text{Gr}_{d_1} \cdot \text{Pr} = 3 \cdot 10^3 \dots 30 \cdot 10^3.$$

Результати цих досліджень свідчать, що дослідні дані достатньо добре узагальнюються степеневую залежністю виду

$$Nu = C_q \cdot (Gr_{a1} \cdot Pr)^m \quad (11)$$

Експерименти проводились для одиночної труби та для однорядного горизонтального пакету труб, поперечний крок яких складав: $S_l = 60$ мм. Значення показника степені m і коефіцієнту C_q у формулі (11) для одиночної труби та однорядного пакету наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Дослідні значення величин m , C_q в формулі (11) для одиночної труби та однорядного пакету

Варіант		m	C_q
Одиночна труба			
Вільна конвекція	середній	0,4436	0,0264
	приведений	0,4164	0,0323
Природна тяга	середній	0,4088	0,0434
	приведений	0,3991	0,0442
Однорядний пакет			
Вільна конвекція	середній	0,5087	0,0241
	приведений	0,4744	0,0304
Природна тяга	середній	0,3588	0,2175
	приведений	0,3150	0,2822

Результати дослідження тепловіддачі поодинокі труби та однорядного пакету приведені на рис 3.

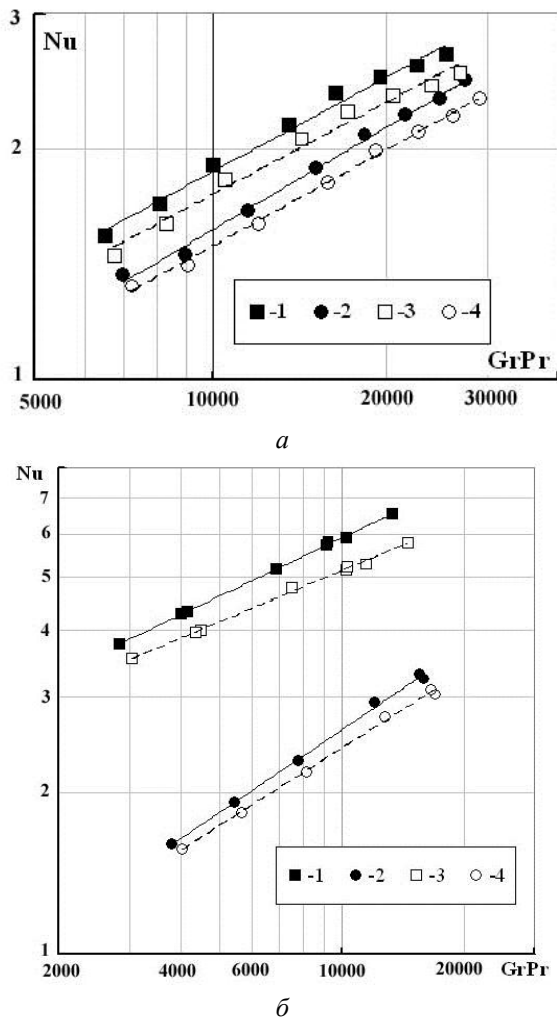


Рис. 3. Результати дослідження: *a* – тепловіддачі поодинокі труби; *б* – однорядного пакету; 1 – природна тяга, середній; 2 – вільна конвекція, середній; 3 – природна тяга, приведений; 4 – вільна конвекція, приведений

Аналіз даних, приведених на рис. 3, *a* свідчить, що для одиночної труби інтенсивність теплообміну в умовах природної тяги на 8 % вища, ніж у випадку вільної конвекції. Це пояснюється тим, що створення режиму природної тяги за допомогою витяжної башти сприяє збільшенню локальних швидкостей омиваючого потоку повітря біля теплообмінної поверхні, а отже зростанню тепловіддачі.

Інтенсивність теплообміну однорядного пакету оребрених труб зручнообтічної форми в режимі природної тяги у 2,3 рази вища, ніж у того самого пакету в режимі вільної конвекції (рис. 3, *б*) і – приблизно у 2,6–3,3 рази порівняно з поодинокією трубою, що узгоджується із даними отриманими авторами [10]. Така відмінність пов'язана з різними умовами омивання і процесами теплообміну одиночної труби та пакету. Одиночна оребрена труба розміщується посередині перетину робочої ділянки, там де і пакет (рис. 2, *в*) і омивається часткою повітря, яке безпосередньо приймає до поверхні труби, більша ж маса повітря циркулює через незахарашені частини перетину і не контактує з нагрітою трубою. Натомість, пакет оребрених труб повністю перегороджує перетин робочого каналу і вся маса повітря, прямуєчи через міжреберні та трубні зазори, омиває теплообмінну поверхню, нагрівається біля неї і рухається вгору. Таким чином, більша площа поверхні пакету порівняно з одиночною трубою інтенсивніше поширює зону розповсюдження конвективного процесу, втягуючи більшу кількість повітря у тепломасоперенос, що призводить до збільшення локальних швидкостей омивання поверхонь окремих оребрених труб з яких складається пакет, внаслідок чого зростає конвективна тепловіддача.

Аналіз кривих $Nu=f(Gr \cdot Pr)$ для обох режимів конвекції (рис. 3) показує невелику розбіжність між конвективним та приведеним коефіцієнтами тепловіддачі, що вказує на достатньо високу ефективність пропонованого типу оребрення. Цей факт в подальшому можна використати для удосконалення теплообмінної поверхні в напрямку значного розвинення її

площі за рахунок зростання довжини та висоти ребра зі збереженням його ефективності. В цілому це може привести до збільшення теплоти, що відводиться оребреною поверхнею.

6. Висновки

Основні результати роботи полягають у тому, що авторами створена експериментальна база для дослідження теплообмінних оребрених поверхонь в умовах вільної конвекції та природної тяги, уперше виконані дослідження та отримані дані середньоповерхневого теплообміну поодиноких оребрених плоскоовальних труб та їх однорядного пакету в діапазоні чисел Релея $3000 < Ra < 30000$. Проведені дослідження свідчать, що застосування витяжної башти призводить до інтенсифікації теплообміну порівняно з вільною конвекцією, найбільш суттєво цей ефект проявився для пакету оребрених труб.

Подальші дослідження в зазначених режимах омивання повинні спрямовуватися на збільшення рядності пакету при різних його параметрах компонування.

Література

1. Кунтыш, В. Б. Основы расчета и проектирования теплообменников воздушного охлаждения [Текст] / А. П. Бессонный, Г. А. Дрейцер, В. Б. Кунтыш, и др.; под ред. В. Б. Кунтыша, А. Н. Бессонного. – СПб.: Недра, 1996. – 512 с.
2. Гебхарт, Б. Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен [Текст] / Б. Гебхарт, И. Джалурия, Р. Махаджан, Б. Саммакия. – М.: Мир, 1991. – 678 с.
3. Володин, В. И. Численный анализ процессов и расчетное проектирование воздушных теплообменников [Текст] / В. И. Володин, А. А. Михалевиц. – Препринт ИПЭ-6. – Минск: ИПЭ АНБ, 1995. – С. 32–60.
4. Pis'mennyi, E. N. Efficient heat-transfer surfaces assembled from partially finned flat-oval tubes [Text] / E. N. Pis'mennyi // Thermal Engineering. – 2011. – Vol. 58, Issue 4. – P. 277–282. doi: 10.1134/s0040601511040112
5. Жукаускас, А. А. Конвективный перенос в теплообменниках [Текст] / А. А. Жукаускас. – М.: Наука, 1982. – 472 с.
6. Исаченко, В. П. Теплопередача [Текст] / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 485 с.

7. Блох, А. Г. Теплообмен излучением: Справочник [Текст] / А. Г. Блох, Ю. А. Журавлев, Л. Н. Рыжков. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.

8. Кутателадзе, С. С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление [Текст]: справочное пособие / С. С. Кутателадзе. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.

9. Кунтыш, В. Б. Тепловой и аэродинамический расчеты оребренных теплообменников воздушного охлаждения [Текст] / В. Б. Кунтыш, Н. М. Кузнецов. – С-Пб.: Энергоатомиздат, 1992. – 280 с.

10. Волков, А. В. Свободноконвективный теплообмен малорядных шахматных пучков из оребренных труб для вязких теплоносителей. Т. 3 [Текст]: конф. / А. В. Волков, А. В. Самородов, В. Б. Кунтыш. – М.: Изд. МЭИ, 2002. – С. 41–45.

References

1. Bessonyi, A. P., Dreitzer, G. A., Kuntys, V. B. et al; Kuntys, V. B., Bessonogo, A. N. (Eds.) (1996). Fundamentals of calculation and design of air-cooled heat exchangers. Sankt-Petersburg: Nedra, 512.
2. Gebhart, B., Dzhaluraya, I., Mahajan, P., Sammak, B. (1991). Free convection flow heat and mass transfer. Moscow: Mir, 678.
3. Volodin, W. I., Mikhalevich, A. A. (1995). Numerical analysis of design processes and design of heat exchangers air. Preprint IPE-6. Minsk: IPE NSA, 32–60.
4. Pis'mennyi, E. N. (2011). Efficient heat-transfer surfaces assembled from partially finned flat-oval tubes. Thermal Engineering, 58 (4), 277–282. doi: 10.1134/s0040601511-040112
5. Zhukauskas, A. A. (1982). Convective heat exchangers. Moscow: Nauka, 472.
6. Isachenko, V. P., Osipova, V. A., Sukomel, A. S. (1975). Heattransfer. Moscow: Energia, 485.
7. Bloch, A. G., Zhuravlev, Y. A., Ryzhkov, L. N. (1991). Radiation heat transfer. Moscow: Energoatomizdat, 432.
8. Kutateladze, S. S. (1990). Heat transfer and flow resistance. Moscow: Energoatomizdat, 367.
9. Kuntys, V. B., Kuznetsov, N. M. (1992). Thermal and aerodynamic calculations of finned air-cooled heat exchangers. Sankt-Petersburg: Energoatomizdat, 280.
10. Volkov, A. V., Samorodov, A. V., Kuntys, V. B. (2002). Free Convective heat transfer of multi-row staggered bundles of finned tubes for viscous heat carriers. Vol. 3. Moscow: pub. MEI, 41–45.

*Рекомендовано до публікації д-р техн. наук, професор Черноусенко О. Ю.
Дата надходження рукопису 21.01.2016*

Вознюк Максим Михайлович, молодший науковий співробітник, кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056
E-mail: maksimvoznjuk@gmail.com

Терех Олександр Михайлович, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056
E-mail: teram57@meta.ua

Руденко Олександр Ігоревич, кандидат технічних наук, доцент, кафедра економіки і підприємництва, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056
E-mail: a_rudenko55@mail.ru

Рева Сергій Анатолійович, аспірант, кафедра атомних електростанцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056, E-mail: reva_sergey89@mail.ru

Баранюк Олександр Володимирович, кандидат технічних наук, старший викладач, кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056
E-mail: aleksandrW@i.ua