

15. Хомяк, Я. В. Организация дорожного движения [Текст] / Я. В. Хомяк. — К. : Вища шк., 1986. — 271 с.
16. Гаврилов, Е. В. Системология на транспорті [Текст] / Е. В. Гаврилов, М. Ф. Дмитриченко, В. К. Доля та ін.; під заг. ред. М. Ф. Дмитриченка // Т. 4. Організація дорожнього руху. — К. : Знання України, 2007. — 452 с.
17. Филлипс, Д. Методы анализа сетей [Текст] / Д. Филлипс, А. Гарсиа-Диас. — М. : Мир, 1984. — 496 с.
18. Лобашов, А. О. К вопросу о расчете рациональных характеристик транспортных потоков в городах [Текст] / А. О. Лобашов, Д. Л. Бурко // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. — 2007. — № 5/3(29). — С. 3–5.
19. ДБН 360-92. Градостроительство. Планировка и застройка городских и сельских поселений [Текст]. — Киев, 2002. — 92 с.

ВПЛИВ РІВНЯ АВТОМОБІЛІЗАЦІЇ НА ПАРАМЕТРИ ТРАНСПОРТНИХ ПОТОКІВ

Представлений підхід щодо визначення рівня автомобілізації, що відрізняється від існуючих врахуванням сукупності факторів, що враховують купівельну спроможність населення, кількість мешканців. Визначені коефіцієнти росту, що впливають на зміну кореспонденцій у транспортній мережі.

Приведено залежності параметрів транспортних потоків від рівня автомобілізації.

Ключові слова: рівень автомобілізації, транспортний потік, транспортна мережа, коефіцієнт завантаження.

Лобашов Алексей Олегович, доктор технических наук, профессор, Харьковская национальная академия городского хозяйства, Украина, e-mail: lobashov61@mail.ru.

Бурко Дмитрий Леонидович, ассистент, кафедра транспортных систем и логистики, Харьковская национальная академия городского хозяйства, Украина, e-mail: dburko@rambler.ru.

Лобашов Олексій Олегович, доктор технічних наук, професор, кафедра транспортних систем і логістики, Харківська національна академія міського господарства, Україна.

Бурко Дмитро Леонідович, асистент, кафедра транспортних систем і логістики, Харківська національна академія міського господарства, Україна.

Lobashov Alexey, Kharkiv National Academy of Municipal Economy, Ukraine, e-mail: lobashov61@mail.ru.

Burko Dmitry, Kharkiv National Academy of Municipal Economy, Ukraine, e-mail: dburko@rambler.ru

УДК 536.24

Туз В. О.,
Неїло Р. В.

КОНВЕКТИВНИЙ ТЕПЛОБМІН НА ЗОВНІШНІЙ СТОРОНІ ГЛАДКОТРУБНИХ ПОВЕРХОНЬ

В роботі представлено аналіз розрахункових методик та отриманих результатів з розрахунку інтенсивності тепловіддачі від трубних поверхонь в умовах вимушеної, вільної та змішаної конвекції. Проведений аналіз показує на велику розбіжність отриманих результатів залежно від обраної методики розрахунку. В результаті виникає необхідність дослідження явища теплообміну в описаних умовах.

Ключові слова: вільна конвекція, вимушена конвекція, пучки труб, одиночна труба, тепловіддача.

1. Вступ

Дослідження явищ теплообміну має важливе значення для фізичних процесів, що пов'язані із виробництвом та використанням енергії.

Майже всюди, де існують рідкі неізотермічні середовища виникає вільноконвективний рух. Не складає виключення й енергетичне обладнання, зокрема, теплообмінні апарати, де вільноконвективний теплообмін завжди присутній, і за різних умов може відігравати більш або менш помітну роль. Незважаючи на значну поширеність, такі явища тривалий час залишалися без відповідної уваги. Та, на сьогодні, за високих вимог до екологічності, енергоощадливості, енергоефективності роботи обладнання, дослідження явищ теплообміну за вільної конвекції стають все більш актуальними.

Інтенсивність теплообміну за умов вільної конвекції є однією з найнижчих серед існуючих способів передачі теплової енергії. Не зважаючи на це, на сьогодні спостерігається значне підвищення кількості робіт спрямованих на дослідження в цій області. В першу чергу це стосується різноманітних класичних задач, тобто вивчення теплообміну на різного роду поверхнях, внутрішній та зовнішній сторонах закритих поверхонь, при різних напрямках теплового потоку, тощо [1, 2].

Крім цього, вільна конвекція скрізь є єдиним обмежуючим фактором теплової сторони задачі при аварійних ситуаціях із виходом з роботи нагнітальних апаратів (насосів, вентиляторів, тощо) в теплообмінних системах зорієнтованих на вимушену конвекцію. Додатково, можна згадати про підвищення впливу вільно-конвективної складової при поступовому зменшенні швидкості теплоносія. При цьому, для прогнозування роботи агрегатів в таких умовах, принаймні для якісної оцінки, важливо знати мінімальні значення, наприклад, коефіцієнтів тепловіддачі, а такі будуть характерні, вірогідніше за все, для умов чистої вільної конвекції.

Таким чином, актуальність задачі досліджень не викликає сумнівів, а практичне застосування методик розрахунку теплообмінних агрегатів підказує які з задач є невирішеними та потребують розв'язку.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Однією з практичних задач є тепловий розрахунок промислового підігрівача газу, ескізне зображення якого жаротрубно-димогоарний котел, який в якості палива використовує природний газ. Теплоносієм в міжтрубному

просторі (у так званій «водяній сорочці») є вода. Швидкість руху теплоносія є достатньо невисокою, як зокрема, і швидкість руху продуктів згорання в димогарній частині котла. Тепловий розрахунок апарату показав значну нев'язку балансу при розрахунках за відомими залежностями [3, 4]. При першому аналізі отриманих результатів було зроблено висновок про необхідність додаткового уточнення величин коефіцієнтів теплопередачі для усіх поверхонь нагріву, адже за невисокої швидкості руху теплоносія обмежуючим фактором, крім, традиційно, «газової» сторони, могла додатково стати й «рідка» сторона теплообмінної поверхні. З огляду на конструкцію підігрівача газу (рис. 1) та аналіз руху газового та рідкого теплоносіїв було зроблено висновок, про необхідність кількісної оцінки інтенсивності теплообміну від пучка горизонтально орієнтованих труб в умовах вільної та змішаної конвекції, для рідкої сторони теплообміну димогарної частини котла. Аналіз літературних даних показав відсутність систематичного дослідження задачі для умов вільної конвекції. Для умов змішаної конвекції, літературних даних по визначенню коефіцієнтів тепловіддачі існує невелика кількість, проте вони дещо відрізняються з якісної та кількісної точок зору. При цьому, в зв'язку з наочною неоднозначністю, в аналіз було включено дані по визначенню інтенсивності теплообміну для суміжних задач: одиночної труби у великому об'ємі, одиночної труби в затиснених умовах, тощо.

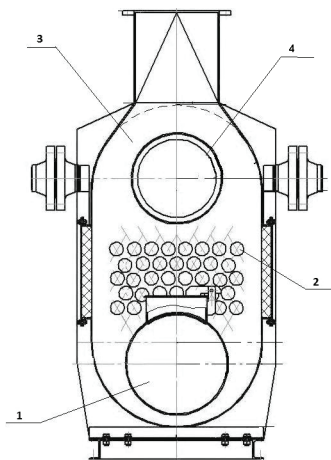


Рис. 1. Промисловий підігрівач газу ПП: 1 — жаротрубна топкова камера; 2 — димогарний конвективний пучок; 3 — «водяна сорочка»; 4 — поверхня теплообміну для підігріву газу

Таким чином, виходячи з потреб промисловості, було визначено прикладну задачу дослідження: теплообмін та гідродинаміка пучків горизонтальних труб в умовах вільної конвекції. Таке завдання, на нашу думку, є дуже важливою як з точки зору кількісної оцінки мінімального рівня інтенсивності відведення теплоти в умовах змішаної конвекції (за край малих швидкостей руху теплоносія), так і для максимального рівня інтенсивності теплообміну в аварійних умовах роботи агрегату, наприклад, за виходу з роботи циркуляційного насоса.

Крім описаного вище випадку прикладного використання результатів поставленої задачі, можна привести безліч інших, серед яких: «пасивні» системи відведення теплоти в системах опалення, системи скидання за-

лишкової теплоти роботи дизельних та турбодизельних установок, тощо [1, 5].

В рамках проведеного аналізу, було об'єднано результати розрахунків за залежностями, представленими в різних джерелах [2–4, 6–10]. В об'єм аналізу було включено: тепловіддача від одиночної труби у великому об'ємі в умовах вільної та вимушеної конвекції, тепловіддача від пучків труб в умовах вимушеної та змішаної конвекції (з екстраполяції результатів на одиночних трубах).

Розглянемо окремі залежності та проаналізуємо їх відповідно до визначених умов.

Тепловіддача від шахових пучків труб в умовах вимушеної конвекції, відповідно до [4], визначатиметься наступним чином (формула придатна до використання для чисел Рейнольдса в інтервалі $Re \in [10^3 \dots 10^5]$):

$$\overline{Nu}_{fd} = 0,41 \cdot Re_{fd}^{0,6} \cdot Pr_f^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \cdot \epsilon_s, \quad (1)$$

де Re — число Рейнольдса. Pr_f — критерій Прандтля; Pr_w — при температурі стінки. ϵ_s — поправочний коефіцієнт, що враховує підвищення інтенсивності тепловіддачі в глибинних рядах пучків труб.

В інших джерелах [6], для тих самих умов можна знайти інформацію щодо дещо відмінних залежностей критерія Нуссельта від характеру руху та умов омивання:

$$\overline{Nu}_{fd_2} = 0,669 \cdot Re_{fd}^{0,6} \cdot Pr_f^{0,3} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0,14}, \quad (2)$$

де μ — динамічна в'язкість рідини.

Одним з ґрунтовних джерел, в області розрахунку інтенсивності теплообміну при вимушеній конвекції є [3]. Окремий аналіз запропонованих тут залежностей, для випадку, що розглядається, представлено в [1], де автори порівнюють запропоновані в [3] залежності, з результатами математичного моделювання інтенсивності теплообміну в умовах, фактично, змішаної конвекції, враховуючи значний вплив у цьому випадку ефекту вільноконвективного руху. Зроблено висновок, що загальний вигляд залежності матиме дещо інший характер (особливо в умовах малих чисел Рейнольдса), хоча загальний тренд зберігається. Розглянемо ці залежності. В [3], для шахових пучків труб, в області чисел Рейнольдса від 40 до 1000 знаходимо відповідну залежність:

$$\overline{Nu}_{fd_3} = 0,71 \cdot Re_{fd}^{0,5} \cdot Pr_f^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25}. \quad (3)$$

Таким чином, для однієї задачі, розрахункові результати, за різними джерелами можуть значно відрізнятися. Так, для представлених випадків, загальна відносна похибка може складати до 60 % — як співвідношення результатів за [6] та [3]. Графічне відображення отриманих результатів приведено на рис. 2 (результати розрахунку за [4] екстрапольовано на область чисел Рейнольдса $Re \in [10^2 \dots 10^3]$).

З іншого боку, малорядним пучком труб варто вважати таку гідродинамічну систему, в якій умови обтікання (а відповідно й тепловіддачі) наступного елемента відмінні від попереднього, і такі відмінності спричинені наявністю попереднього об'єкта як такого.

При цьому, встановити відповідність описаної картини тому, що відбувається в реальному теплообмінному апараті за рядом відповідних характеристик (крокових характеристик пучка, швидкості руху, числам Рейнольдса, тощо) неможливо, через відсутність рекомендацій з такого аналізу. При цьому, для обтікання труб великого діаметру, за низької швидкості руху теплоносія з урахуванням його в'язкості, з високою ступінню ймовірності, можна спрогнозувати відсутність сліду за конструктивним елементом або його незначний вплив на омивання наступного ряду елементів. Аналогічні висновки можуть стосуватися й омивання циліндрів малого діаметра (наприклад, дроту). В зв'язку з цим, інтенсивність теплообміну необхідно буде розраховувати за відомими залежностями, що характеризують теплообмін від одиночного циліндра, що «занурений у великий об'єм».

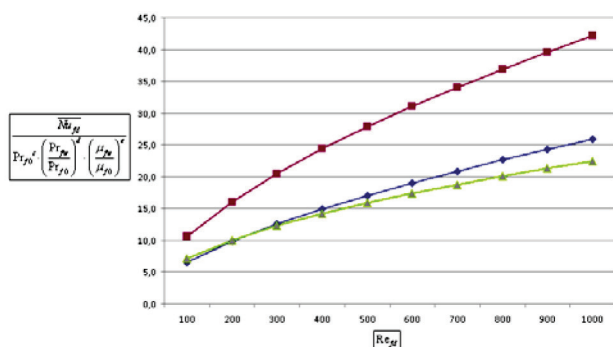


Рис. 2. Порівняння розрахункових залежностей для інтенсивності теплообміну (числа Нусельта (Nu)) від числа Рейнольдса (Re) для умов вимушеної конвекції в шахових пучках: — за [4], — за [6], — за [3]

Розрахункова залежність для визначення інтенсивності теплообміну від одиночного циліндра за вимушеної конвекції, відповідно до [4], має наступний вигляд:

$$\overline{Nu}_{fd_4} = 0,5 \cdot Re_{fd}^{0,5} \cdot Pr_f^{0,38} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (4)$$

В інших джерелах [6] можна знайти залежність, що дещо відрізняється від описаної. Тут для визначення інтенсивності теплообміну формула має наступний вигляд:

$$\overline{Nu}_{fd_5} = 0,583 \cdot Re_{fd}^{0,471} \quad (5)$$

Остання залежність може бути використана для теплообміну з повітрям, при числах Рейнольдса: $Re \in [35 \dots 5 \cdot 10^3]$. Аналізуючи загальний вигляд залежності і враховуючи суть складових, можна констатувати її меншу точність через нехтування результатами дослідів, які враховують змінність теплофізичних властивостей теплоносія із зміною його температури.

За [3] розрахункова залежність має наступний вигляд:

$$\overline{Nu}_{fd_6} = 0,52 \cdot Re_{fd}^{0,5} \cdot Pr_f^{0,37} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (6)$$

Для визначення інтенсивності тепловіддачі, в цьому випадку, розбіжність розрахункових даних значно менша, проте також помітна.

Графічне відображення результатів представлено на рис. 3.

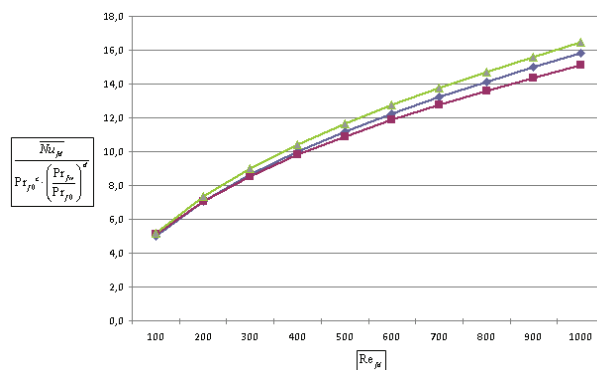


Рис. 3. Залежність інтенсивності теплообміну (числа Нусельта (Nu)) від числа Рейнольдса (Re) при омиванні одиночної труби в умовах вимушеної конвекції: — за [4], — за [6], — за [3]

Як можна помітити з рисунку, результати розрахунків дещо відмінні одне від одного. При цьому, різниця може складати до 10 %.

Додатково варто розглянути питання теплообміну вільною конвекцією, адже за певних умов, її інтенсивність може бути вищою від, формально, вимушеної. Наприклад, за значних температурних напорів та низької швидкості руху теплоносія. Крім цього, приведений нижче аналіз є невід'ємною частиною кількісного підтвердження висновків і має фізичний зміст з огляду на особливості теплообміну в описаних умовах, що додатково розглянуті в [3].

За [4] та [10] інтенсивність теплообміну від одиночної труби в умовах вільної конвекції описується рівняннями вигляду:

$$\overline{Nu}_{fd_7} = 0,5 (Gr \cdot Pr_{f0})^{0,25} \cdot \left(\frac{Pr_{f0}}{Pr_w} \right)^{0,25} \quad (7)$$

де Gr — безрозмірне число Грасгофа.

Відповідно до [6] розрахункова залежність має наступний вигляд:

$$\overline{Nu}_{fd_8} = 0,47 (Gr \cdot Pr_{f0})^{0,25} \quad (9)$$

Однією з ґрунтовних робіт, з аналізу експериментальних залежностей отриманих для тепловіддачі від горизонтальної труби в умовах вільної конвекції є [8]. Тут проаналізовано результати робіт з різних наукових центрів. За результатами проведеної роботи зроблено висновок, що найбільш адаптованою до інженерних умов формулою до розрахунку інтенсивності тепловіддачі є залежність, що відповідає [6]. Зроблено ряд висновків, щодо складності аналізу процесу, складності співставлення експериментальних результатів отриманих з різних джерел. Так, для характеристичного рівняння типу:

$$\overline{Nu} = a \cdot (Gr \cdot Pr_{f0})^n \quad (10)$$

приведено об'єднану таблицю, з якої видно, що показник степеню n , з яким безрозмірний комплекс $Gr \cdot Pr$ входить в формулу, змінюється від 0,046 до 0,305 в залежності від інтенсивності підводу теплоти, виду рідини, тощо, а коефіцієнт, a , змінюється в межах від 0,171 до 0,87. В зв'язку з такою розбіжністю даних, зрозуміло, що залежність, яка б описувала явище, не може бути настільки спрощена, як це приведено у відповідній формулі. В зв'язку з цим, як альтернативна, приведена залежність:

$$\overline{Nu}_9 = \frac{2}{\ln(s/r)} \times \left[1 - \frac{0,033}{(Gr \cdot Pr)^{0,25} \ln(s/r)} \cdot \left(\sqrt{1 + \frac{(Gr \cdot Pr)^{0,25} \ln(s/r)}{0,033}} - 1 \right) \right], \quad (11)$$

де

$$s/r = 1 + \frac{4,5}{(Gr \cdot Pr)^{0,25}}. \quad (12)$$

Результати проведених розрахунків, що зображено на рис. 4, показують, що інтенсивність тепловіддачі, розрахована за залежностями для вимушеної конвекції, в цьому випадку значно вища, ніж така, за умов вільної конвекції. При цьому, варто окремо зосередити увагу, на уточненні, що міститься в [3]. А саме: за помітного впливу вільної конвекції, загальну інтенсивність тепловіддачі можна визначити як адитивну величину, складовими якої є окремо вільноконвективна, та інтенсивність теплообміну, викликана вимушеним рухом теплоносія. За таких умов, відповідно до приведених розрахунків, інтенсивність теплообміну підвищиться приблизно на 50 %, що робить актуальною задачу аналізу можливості використання такого підходу та адекватність отриманих результатів. Для аналізу можливого впливу такого підходу, використаємо значення числа Нусельта (для умов вільної конвекції за кожним джерелом, які б відповідали певним усередненим умовам процесу вільноконвективного теплообміну), та додамо його до кожного значення числа Нусельта для умов вимушеної конвекції. Такий крок обумовлено приблизно постійним значенням інтенсивності тепловіддачі від горизонтальної труби в умовах змішаної конвекції вільноконвективної складової, а вплив вимушеної конвекції врахуємо як залежність від режиму руху. Графічне відображення таких результатів приведено на рис. 5. Графа «3, 8» вказує на використання відповідних величин з різних джерел, адже в [3] відсутні дані про інтенсивність теплообміну за умов вільної конвекції, а [8] присвячена винятково вільній конвекції, про що йшлося раніше.

Теза, про адитивність інтенсивності теплообміну в умовах змішаної конвекції, висловлена для аналізу тепловіддачі одиночної труби, загалом, може бути екстрапольована і на випадок омивання пучків труб. В такому випадку, наочно постає проблема відсутності розрахункових даних для визначення інтенсивності тепловіддачі за умов вільної конвекції на такій поверхні. Такий підхід та стан глибини дослідження, обумовлюють необхідність визначення конкретної методики ще більш актуальною та нагальною.

Результати співставлення проаналізованих залежностей представлено на рис. 6. Тут відображено варіативність отриманих результатів залежно від умов омивання, а фактично від обраної методики розрахунку, що часто покладено на розсуд конструктора.

З аналізу отриманих результатів видно, що, інтенсивність тепловіддачі вища, при виконанні теплообмінної поверхні у вигляді пучків труб, в порівнянні з одиночною трубою. При цьому, необхідно аби мали місце усі описані вище особливості омивання. За умови значного впливу вільної конвекції, при змішаній, додатковий вільноконвективний рух інтенсифікує теплообмін,

що виражається в збільшенні коефіцієнта тепловіддачі. В результаті такого підвищення рівень інтенсивності тепловіддачі може стати вищим, ніж в шахових пучках (при малих значеннях числа Рейнольдса).

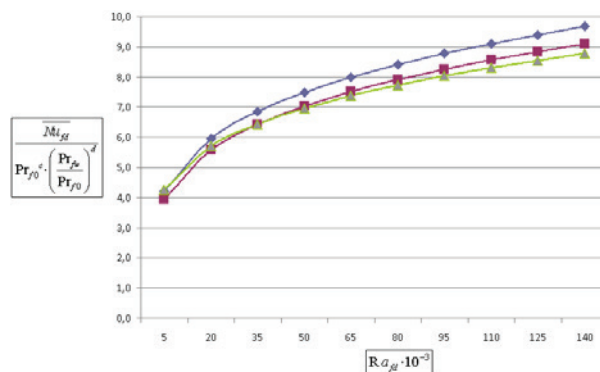


Рис. 4. Залежність інтенсивності тепловіддачі (числа Нусельта (Nu)) від числа Релея (що зменшено на 1000) (Re) при омиванні одиночної труби в умовах вільної конвекції: — за [4], — за [6], — за [3]

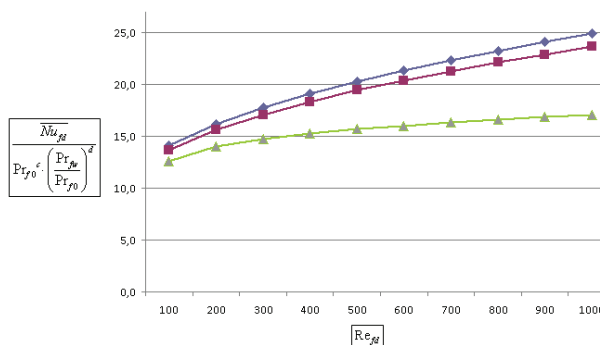


Рис. 5. Залежність інтенсивності тепловіддачі (числа Нусельта (Nu)) від числа Рейнольдса (Re) при омиванні одиночної труби в умовах змішаної конвекції: — за [4], — за [6], — за [3, 8]

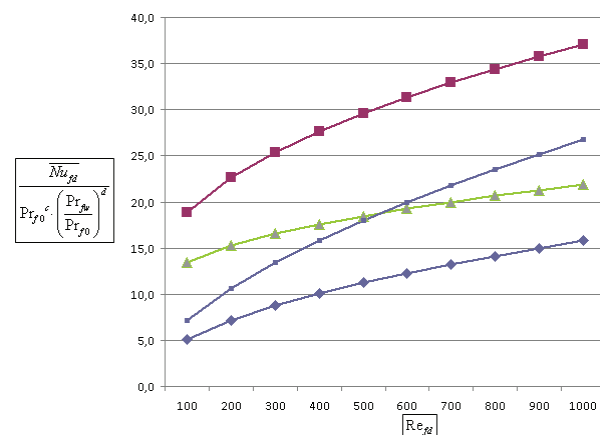


Рис. 6. Залежність інтенсивності теплообміну (числа Нусельта (Nu)) від числа Рейнольдса (Re) за різних умов конвективного теплообміну: — вимушена конвекція на одиночній трубі, — змішана конвекція на одиночній трубі, — шахові пучки горизонтальних труб (вим. конв.), — прогноз на змішану конвекцію на пучках горизонтальних труб

Окремо зауважимо, що в розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі від пучків труб до урахування бралася лише складова вимушеної конвекції, а вільноконвективною нехтувалося (в першу чергу через відсутність методи-

ки розрахунку). Екстраполюючи отримане підвищення інтенсивності тепловіддачі, що помітне на прикладі оди-ночної труби (рис. 6), зрозуміло стає необхідність роз-робки методики якісної оцінки, та кількісного розрахунку інтенсивності тепловіддачі від пучків горизонтальних труб в умовах вільної конвекції та додаткового експе-риментального підтвердження отриманих результатів.

При цьому, існують дані [2] про експериментальне дослідження суміжних задач, в яких вказується, що в умовах вільної конвекції, певна організація трубної поверхні може не інтенсифікувати, а знижувати інтен-сивність тепловіддачі від нагрітого тіла до оточуючої холодної рідини.

Окремо, варто виділити той факт, що в затиснених умовах, що загалом характерні для усіх теплообмінних пристроїв, вплив вільної конвекції може значно підвищу-ватися в зв'язку із підвищенням ефективності прогріву шару рідини в напрямку максимального градієнту темпе-ратури в області найвужчого прохідного перерізу. Загро-мадження каналу і його відповідне заповнення об'ємом нагрітої рідини може інтенсифікувати рух, а, відповідно, й інтенсивність передачі теплової енергії, від труби, що знаходиться в такому каналі. З іншого боку, зростання швидкості руху теплоносія підвищує гідравлічний опір омивання труби, що разом із значним перекриттям тру-бою каналу створює передумови до зниження швидкості руху теплоносія. Вірогідно, в такому випадку в потоці встановиться певна оптимальна швидкість руху. Крім цього, результати дослідження мають вказати: за яких умов можливо досягти найбільших значень швидкості руху, інтенсивності теплообміну, тощо. Усе це робить необхідним дослідження інтенсивності тепловіддачі в умо-вах вільної конвекції від пучків горизонтальних труб та дослідження такого явища для випадку наявності затиснених умов та певної загромаженості каналу.

3. Висновки

В роботі представлено аналіз існуючих даних по роз-рахунку круглих циліндричних трубних теплообмінних систем. В результаті, показано, що при використанні залеж-ностей, наведених в літературі, можливі певні розбіжності в отриманих результатах. Такі розбіжності часом досягають 60 %. Показано, що врахування взаємного впливу вільної конвекції в умовах змішаної, розрахункова інтенсивність тепловіддачі може збільшити її приблизно на 50 %. Ана-логічні результати, можна, очікувати для трубних пучків, для яких порядок розрахунку тепловіддачі за умов вільної конвекції на сьогодні відсутній. Уточнення розрахунко-вої методики та використовуваних залежностей, може значно зменшити металоемність та вартість виробництва промислових теплообмінників, зменшити експлуатаційні витрати, за рахунок зниження навантаження на тягодутьове обладнання, та зробить можливим більш точний прогноз теплових і гідравлічних процесів при аварійних ситуаціях в агрегатах зорієнтованих на вимушену конвекцію.

Усе це робить задачу дослідження теплообміну на поверхні горизонтальних пучків труб в умовах вільної конвекції актуальною, складною, практико-орієнтованою та наукомісткою.

Література

1. Численное моделирование теплоотдачи в гладкотрубном пучке при определяющем влиянии эффектов плавучести [Текст] :

труды пятой российской национальной конференции по теплообмену, 25–29 октября 2010 г., Москва) / Российская Академия наук отделение энергетики, механики, машино-строения и проблем управления, Министерство образования и науки РФ, Федеральное агентство по науке и инновациям, Национальный комитет РАН по тепло- и массообмену, Мос-ковский энергетический институт (технический институт). — Т. 3. — М., 2010. — 338 с.

2. Nuntaphan, A. Effect of inclination angle on free convection thermal performance of louver finned heat exchanger [Текст] / A. Nuntaphan, S. Vithayasai, T. Kiatsiriroat, C. Wang // International Journal of Heat and Mass Transfer. — 2007. — Vol. 50. — pp. 361–366.
3. Жукаускас, А. А. Конвективный перенос в теплообмінни-ках [Текст] / А. А. Жукаускас. — М.: Наука, 1982. — 472 с.
4. 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.
5. Моделирование свободной конвекции у однорядного верти-кального пучка горизонтальных труб [Текст] : тези Першої між-народної науково-практичної конференції «Сучасні інформа-ційні та інноваційні технології на транспорті (MINTT-2009)», 25–29 травня 2009 р., м. Херсон / Херсонський державний морський інститут. — Херсон, 2009. — 296 с.
6. Wong, H. Y. Heat transfer for engineers [Текст] / H. Y. Wong. — Longman Group, 1977. — 213 p.
7. Краснощек, Е. А. Задача на теплопередачу [Текст] / Е. А. Краснощек, А. С. Сукомел. — М.: Энергия, 1980. — 287 с.
8. Chand, J. Natural convection heat transfer from horizontal cylinders [Текст] / Jagdish Chand, Vir Dharam // Journal of chemical engineering of Japan. — Vol. 12, № 3. — 1979. — pp. 242–247.
9. Paul, M. Natural convection flow from an isothermal horizontal cylinder in presence of heat generation [Текст] / M. Paul // International Journal of Engineering Science 44 (13–14). — 2006. — pp. 949–958.
10. Стерлигов, В. А. Моделирование и расчет трубных реги-стров систем водяного отопления [Текст] / В. А. Стерлигов, Т. Г. Мануковская, Е. М. Крамченков. — Вести высших учеб-ных заведений Черноземья. — № 2(20). — 2010. — С. 36–41.

КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛОБМЕН НА ВНЕШНЕЙ СТОРОНЕ ГЛАДКОТРУБНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

В работе представлен анализ расчетных методик и полу-ченных результатов по расчету интенсивности теплоотдачи от трубных поверхностей в условиях вынужденной, свободной и смешанной конвекции. Проведенный анализ указывает на значительный разброс полученных результатов в зависимости от выбранной методики расчета. В результате возникает необходи-мость исследования явления теплообмена в описанных условиях.

Ключевые слова: свободная конвекция, вынужденная кон-векция, пучки труб, одиночная труба, теплоотдача.

Туз Валерій Омелянович, доктор технічних наук, професор, кафедра атомних електричних станцій і інженерної тепло-фізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», Україна, e-mail: valeriy_tuz@list.ru.
Неїло Роман Володимирович, аспірант, кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інсти-тут», Україна, e-mail: rveilo@gmail.com.

Туз Валерий Емельянович, доктор технических наук, профес-сор, кафедра атомных электрических станций и инженерной теплофизики, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Украина.
Неило Роман Владимирович, аспирант, кафедра атомных элект-рических станций и инженерной теплофизики, Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Украина.

Tuz Valerii, National Technical University of Ukraine «Kyiv Poly-technic Institute», Ukraine, e-mail: valeriy_tuz@list.ru.
Neilo Roman, National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Ukraine, e-mail: rveilo@gmail.com