

ЕФЕКТИВНІ МЕТОДИ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕПЛООБМІНУ В КРУГЛИХ КАНАЛАХ

Проведено огляд поширених типів інтенсифікаторів теплообміну. Обґрунтовано необхідність дослідження інтенсифікації теплообміну в котлах малої потужності. Проведено експериментальні дослідження теплообміну і аеродинаміки в круглому каналі газозовдяного теплообмінника із застосуванням вставок різноманітної конфігурації. Виявлено ефективні інтенсифікатори, а саме: скручена стрічка, пластина, зігнута пластина вставки оригінальної конструкції.

Вступ. Постановка задачі досліджень.

Жаротрубні водогрійні котли малої потужності досить широко використовуються для опалення квартир і будинків. Існуючим резервом підвищення ефективності і покращення експлуатаційних параметрів котлів малої потужності є розробка нових конструкцій і технологій виготовлення конвективних труб з розвинутою поверхнею теплообміну. На сьогоднішній день з цією метою виробники теплогенерувального обладнання малої потужності використовують різноманітні інтенсифікатори теплообміну в жаротрубних каналах. Це сприяє ефективнішому теплообміну та призводить до зменшення температури димових газів на виході з котла та його габаритів. В літературі майже не зустрічаються відомості про ефективність тих чи інших інтенсифікаторів теплообміну в котлах малої потужності, де переважає ламінарний або перехідний режим руху газів. В основному виробники вказують лише на тип застосованого інтенсифікатора.

Для інтенсифікації теплообміну в трубах використовують [1 – 9]: дрові вставки різноманітної конфігурації, труби з кільцевими виступами, канавками, труби типу конфузور – дифузор, із спіральними вставками, спіральні профільовані труби, труби з перфорованими вставками (з мікроструйними елементами), стрічкові завихрювачі, шнекові турбулізатори, гвинтові турбулізатори, плоскі конвективно – променеві вставки та ін. Ефект інтенсифікації від згаданих пристроїв пояснюється за рахунок закрутки потоку, а також випромінюванням від нагрітих вставок до стінки труби, при цьому тепловий за рахунок випромінювання в високотемпературних теплообмінниках збільшується на 10 – 80% [1].

Можливість широкого практичного використання того чи іншого способу інтенсифікації теплообміну визначається його технічною доступністю і енергетичною ефективністю.

Метою даної роботи є дослідження інтенсифікації теплообміну в круглому каналі в ламінарному і перехідному режимі руху теплоносія.

Експериментальні дослідження теплообміну в круглому каналі

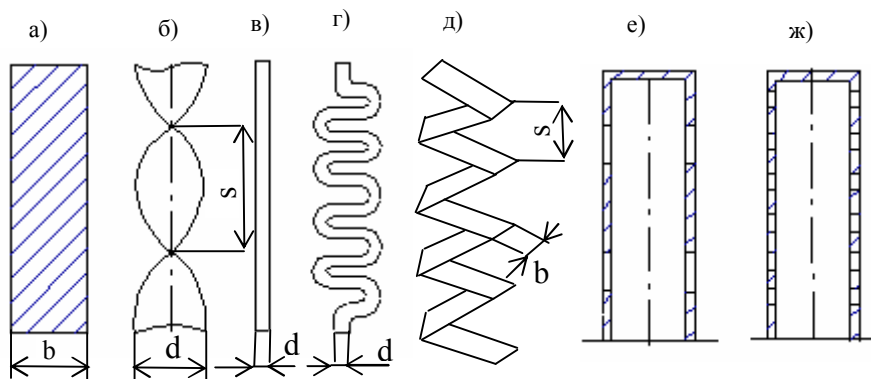


Рис.1. Інтенсифікатори теплообміну: а) пластина $b = 42$ мм; б) – скручена стрічка $s/d = 4,2$; в) дрова вставка $d = 6$ мм; г) скручений дріт $d = 6$ мм; д) зігнута пластина $b = 20$ мм; $s = 30$ мм; і $b = 33$ мм; $s = 29$ мм; е) вставка з прямокутними щілинами; ж) вставка з круглими отворами.

Дослідження інтенсифікації теплообміну проведені на експериментальному стенді, описаному в [10]. В роботі досліджено ефективність тепловіддачі від газового середовища до стінки каналу за умов використання таких інтенсифікаторів (рис.1): дрота, скрученого дрота, стрічкової вставки, пласт-

тини, та інтенсифікаторів запропонованих авторами: зігнутої пластини, вставки з круглими отворами та прямокутними щілинами. Перед проведенням основної серії експериментів було досліджено теплообмін в гладкій трубі (без інтенсифікації теплообміну), який показав, що відхилення експериментальних даних по теплообміну від розрахованих за відомими залежностями складає до 20%. Дані відхилення пов'язані з особливостями теплообміну в умовах перехідного та ламінарного режиму руху і з конструкцією експериментального теплообмінного апарата і прототипа – жаротрубного водогрійного котла, а саме відсутністю ділянки гідродинамічної стабілізації потоку.

Експерименти були проведені для наступних режимних параметрів: витрата повітря змінювалась в межах 3,6 – 12 м³/год, температура повітря на вході в теплообмінний елемент – 75 – 130 °С, на виході 16 – 65 °С, витрата води – 0,05 – 0,52 м³/год, діапазон зміни чисел Рейнольдса для повітря – Re=300 - 5500. Отже, більшість експериментальних даних була отримана для ламінарного та перехідного режиму течії, що характерна для роботи жаротрубних водогрійних котлів малої потужності (до 100 кВт).

Величина середнього по поверхні теплообміну коефіцієнта теплопередачі визначається з основного рівняння теплопередачі:

$$k = \frac{Q}{F \cdot \Delta t}, \quad (1)$$

де Q – потужність теплообмінника, Вт, F – площа поверхні теплообміну, м², Δt – температурний напір, °С.

Схема руху теплоносіїв в теплообмінному елементі – протиток. Температурний напір визначається, як середньологарифмічний. Величина експериментального середнього по поверхні коефіцієнта тепловіддачі з боку повітря з достатньою точністю знаходиться за формулою, як для одношарової плоскої стінки

$$\alpha_{\text{екс}} = \frac{1}{\frac{1}{k} - \frac{\delta}{\lambda} - \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}}, \quad (2)$$

де δ – товщина стінки теплообмінника, $\delta = 3,5$ мм; λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу теплообмінника, Вт/(м·К); $\alpha_{\text{в}}$ – коефіцієнт тепловіддачі з боку води, Вт/(м²·К).

Експериментальний критерій Нуссельта визначається за залежністю

$$\text{Nu}_{\text{екс}} = \frac{\alpha_{\text{екс}} \cdot d}{\lambda}, \quad (3)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м·К);

За попередньою оцінкою очікуваних похибок, похибка вимірювання температури повітря та води складає до 0,1 °С, відносна похибка визначення температурного напору до 12 %, похибка вимірювання витрати повітря 2 – 10 %, відносна похибка визначення коефіцієнта тепловіддачі повітря – до 30 %, відносна похибка вимірювання сили струму та напруги не перевищує 2,2 % і 1,1 % відповідно, похибка вимірювання втрат тиску 0,35 – 35%.

На рис. 2 показані результати дослідження ефективності інтенсифікаторів теплообміну в круглому каналі. Аеродинамічний опір гладкої труби, дрота, скрученого дрота та пластини визначався розрахунковим шляхом. Втрати тиску повітря в теплообмінному елементі з іншими інтенсифікаторами визначались за допомогою мікроманометра типу ММН.

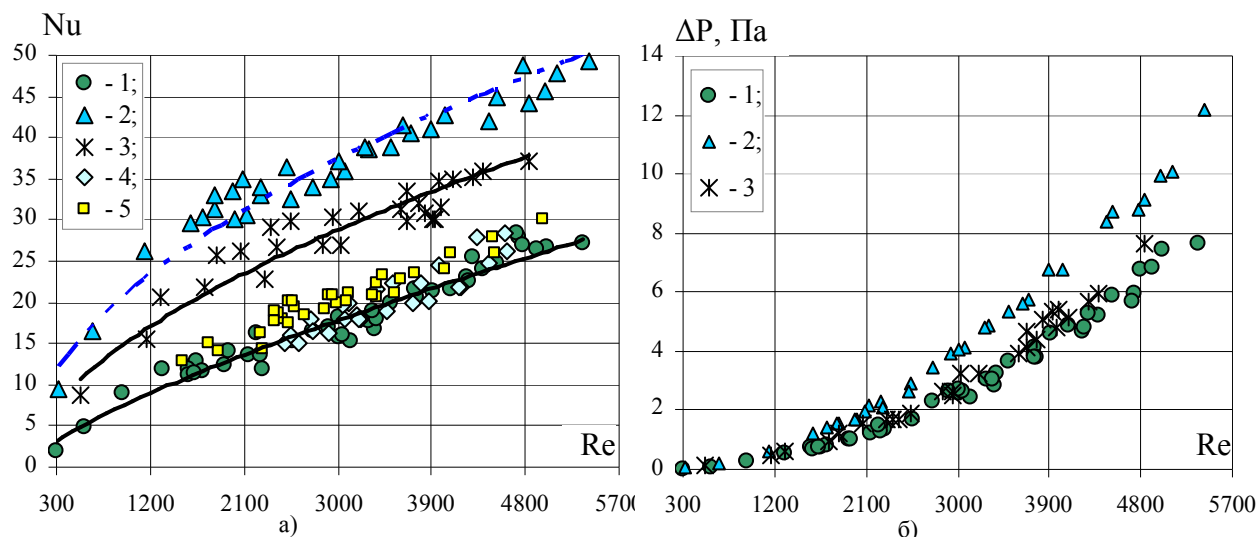


Рис. 2. Залежність критерію Нуссельта (а) та втрат тиску (б) від числа Рейнольдса; 1 – гладка труба, 2 – скручена стрічка (рис. 1б), 3 – пластина (рис. 1 а), 4 – дріт (рис. 1 в), 5 – зігнутий дріт (рис. 1 г).

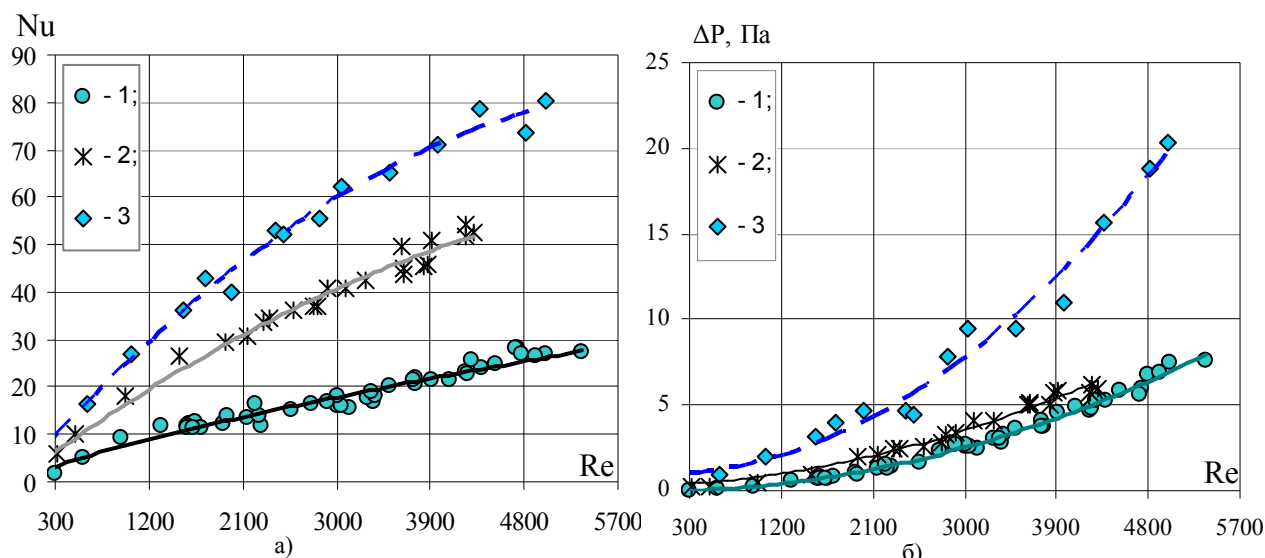


Рис.3. а) залежність критерію Нуссельта від числа Рейнольдса; 1 – гладка труба, 2 – зігнута пластина з параметрами $b = 20$ мм; $s = 20$ мм (рис. 1 д); 3 – зігнута пластина з параметрами $b = 30$ мм; $s = 25$ мм (рис. 1 д); б) залежність втрат тиску в теплообмінному елементі від числа Рейнольдса.

Як видно з рис. 2 і 3 найефективнішими у всьому діапазоні зміни параметрів є пластина, зігнута пластина та скручена стрічка встановлені на всю довжину труби. На графіках рис. 2 і 3 критерії Re і Nu віднесені до діаметра труби без врахування загромадження її інтенсифікатором.

Дротова вставка (рис. 1 в) несуттєво впливає на теплообмін в круглому каналі. Скручений дріт (рис. 1 г) збільшує тепловіддачу в 1,05 – 1,1 раза в порівнянні з гладкою трубою. Втрати тиску для цих інтенсифікаторів визначені розрахунковим шляхом і близькі до втрат тиску в гладкій трубі, тому на рис. 2 б не наведені. Ефекти по інтенсифікації теплообміну $Nu_i/Nu_{гд}$ та збільшення втрат тиску $\Delta P_i/\Delta P_{гд}$ по відношенню до каналу без інтенсифікації наведені в таблиці 1.

За допомогою пакета програм прикладної статистики Statistica 7, авторами узагальнено результати експериментальних досліджень по ефективності зігнутої пластини (рис. 1д) і запропоновано критеріальні рівняння:

- для ламінарного режиму з коефіцієнтом детермінації $R=0,994$

$$Nu = 0,12 \cdot Re^{0,786} Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{b}{s}\right)^{0,724}; \quad (4)$$

- для перехідного режиму з коефіцієнтом детермінації $R=0,986$

$$Nu = 0,458 \cdot Re^{0,615} Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{b}{s}\right)^{0,706}. \quad (5)$$

В рівняннях (4), (5) визначальним розміром є діаметр труби без врахування загромодження каналу пластинною, визначальною температурою – середня температура потоку, визначальна швидкість – середня швидкість потоку без врахування інтенсифікатора.

Авторами проаналізовані відомі залежності для розрахунку теплообміну із скрученою стрічкою. Для умов $s/d_{\text{вн}}=2,5 \dots 11$; $Re \cdot (d_{\text{вн}}/D_{\text{л}})^{0,5}=50 \dots 8 \cdot 10^3$ застосовується формула Щукіна В.К. [7]

$$Nu = 0,3 \cdot Re^{0,6} Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{d_{\text{вн}}}{D_{\text{л}}}\right)^{0,135}, \quad (6)$$

де $D_{\text{л}}$ – діаметр кривизни осьової лінії каналу, утвореного стінками труби і стрічковою вставкою; s – крок закручування стрічки; $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр каналу. Визначальний розмір – гідравлічний діаметр каналу, визначальна температура – середня температура потоку, визначальна швидкість – середньовитратна осьова швидкість потоку.

Для обробки власних експериментальних даних автори [11] використали формулу Щукіна В.К., але з іншим визначальним розміром і визначальною швидкістю потоку

$$Nu = 0,3 \cdot Re_{\Sigma}^{0,6} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{d_{\text{вн}}}{D_{\text{л}}}\right)^{0,135}, \quad (7)$$

де $Re_{\Sigma}=Re \cdot ((1+(\pi \cdot d/S)^2)^{0,5})$, визначальний розмір – діаметр труби без врахування загромодження труби турбулізаторами, визначальна температура – середня температура газів, межі застосування формули $5 \cdot 10^3 < Re < 3,5 \cdot 10^4$. Для умов $6 < s/d < 12$, $7,7 \cdot 10^3 < Re < 17,5 \cdot 10^3$ Колядіним Е. О. запропонована залежність [12]

$$Nu = 0,2216 \cdot Re^{0,71} \cdot (s/d)^{-0,41} \quad (8)$$

Авторами не знайдено розрахункових залежностей для визначення критерія Нуссельта для такого інтенсифікатора в перехідному і ламінарному русі газів. Хоча згідно [4], турбулізуючі вставки доцільно застосовувати при малих значеннях Re . Тому для обробки експериментальних даних нами використані формули (6) – (8).

В зв'язку з різними визначальними розмірами в формулах (6) – (8), для однакової витрати повітря і його теплофізичних властивостей будемо мати різний діапазон швидкостей і чисел Нуссельта (рис. 4).

Спроба узагальнити експериментальні дані по інтенсифікації теплообміну в трубі з скрученою стрічкою за існуючими формулами не призвела до позитивних результатів, тому авторами для діапазону чисел Рейнольдса 300 – 2300 запропоновано залежність з коефіцієнтом детермінації $R=0,97$, отриману в результаті експериментальних досліджень

$$Nu = 0,175 \cdot Re^{0,551} \cdot Pr^{0,43} \cdot (s/d)^{0,829} \quad (9)$$

Для чисел Рейнольдса 2300 – 5500 з коефіцієнтом детермінації $R=0,958$ отримана залежність

$$Nu = 0,231 \cdot Re^{0,49} \cdot Pr^{0,43} \cdot (s/d)^{0,907} \quad (10)$$

Визначальним розміром в залежностях (9), (10) є діаметр труби без врахування загромодження каналу стрічкою, визначальною температурою – середня температура потоку, визначальна швидкість – середня швидкість потоку без врахування вставки.

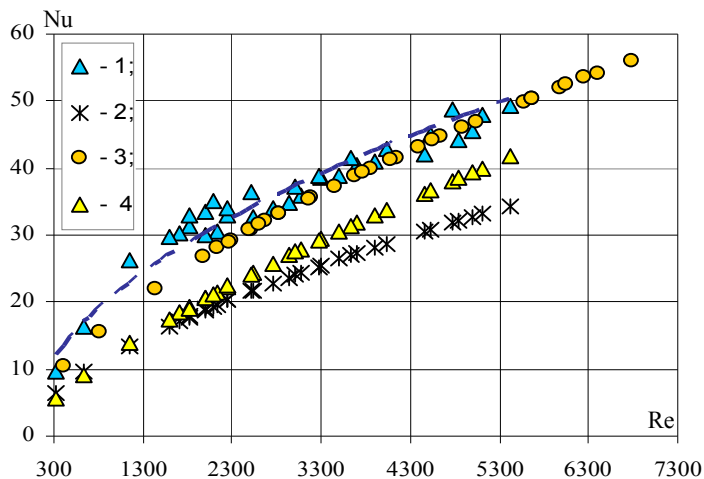


Рис.4. Залежність критерія Нуссельта від числа Рейнольдса. 1 – експериментальні дані, 2 – за формулою (6), 3 – за формулою (7), 4 – за формулою (8)

отворів в 1,27 раза ($d=9\text{мм}$), зменшилися в 1,07 – 1,2 рази при зменшенні Nu в 1,09 – 1,18 рази.

Вставки з прямокутними щілинами мають такі параметри: у верхній і нижній частині розміщено по 4 прямокутні щілини розмірами $1 \times 37\text{ мм}$ загальною площею поверхні $2,98 \times 10^{-4}\text{ м}^2$, в другій серії експериментів розміри щілин збільшили до $2 \times 50\text{ мм}$. При цьому критерій Нуссельта зменшився в 1,04 – 1,12 рази, при зменшенні втрат тиску в 2 – 2,6 рази. На рис. 5 представлені результати порівняння середнього по довжині труби числа Нуссельта для вставок із збільшеними прямокутними щілинами і збільшеними круглими отворами по відношенню до гладкої труби. Як видно з рисунку 5, вставки із збільшеними прямокутними щілинами і збіль-

Авторами досліджено ефективність запатентованих ними вставок оригінальної конструкції [13]. Проведено дві серії експериментів по дослідженню ефективності вставок з круглими отворами та прямокутними щілинами (рис. 1). Вставки встановлено в верхній ділянці теплообмінної труби. Співвідношення довжини вставки з прямокутними щілинами до довжини труби складає $L_{\text{вст}}/L_{\text{тр}}=0,4$; для вставки з круглими отворами цей показник становить $L_{\text{вст}}/L_{\text{тр}}=0,59$.

Кількість круглих отворів в експериментах становить 24. Вставки з меншим діаметром отворів $d=8\text{ мм}$ ефективніші з точки зору теплообміну, при цьому втрати тиску при збільшенні площі перерізу

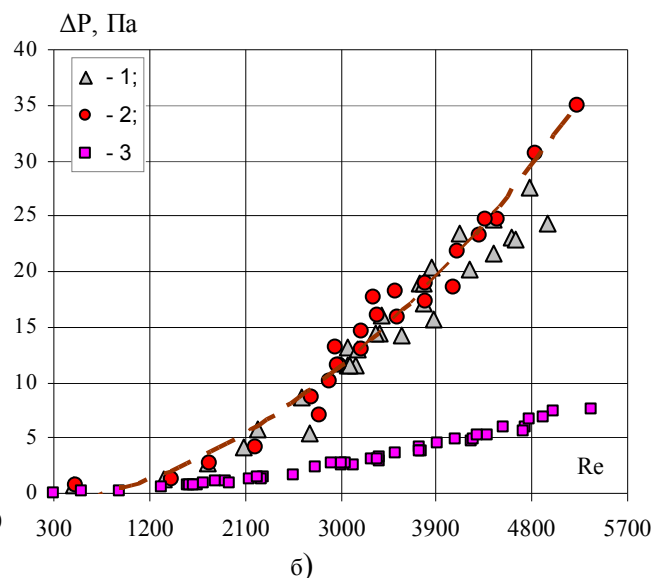
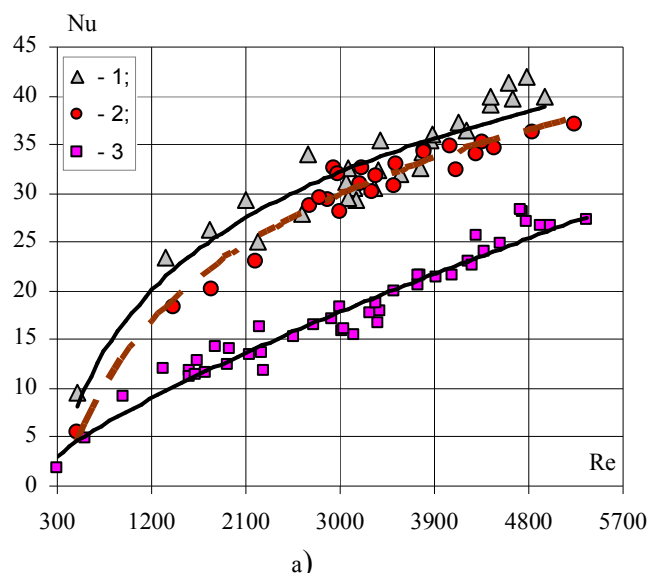


Рис.5. а) залежність критерія Нуссельта від числа Рейнольдса, б) залежність втрат тиску в теплообмінному елементі від числа Рейнольдса. 1 – вставка із збільшеними прямокутними щілинами, 2 – вставка із круглими отворами $d=9\text{мм}$ 3 – гладка труба.

шеними круглими отворами по ефективності майже однакові. В ламінарному режимі вставки з прямокутними щілинами збільшують тепловіддачу в 1,98 – 2,11 рази при збільшенні опору в 2,77 – 6,7 рази, в перехідному режимі 1,49 – 2,11 і 3,26 – 3,8 відповідно. Для вставок з круглими отворами збільшення числа Нуссельта в ламінарній області становить 1,12 – 1,685 при збільшенні опору в 2,77 – 7,8, для перехідного 1,685 – 1,37 і 2,77 – 4,57 відповідно.

В високотемпературних теплообмінниках теплотой збільшиться ще й за рахунок випромінювання від вставок. Їх застосування є доцільним в водогрійних котлах малої потужності з вимушеною тягою. Експериментальні дослідження вставок з прямокутними щілинами в котлі малої потужності [14] показали збільшення коефіцієнту тепловіддачі в 1,97 – 3,41 раза в порівнянні з гладкотрубною поверхнею.

Отже застосування вставок з круглими отворами та прямокутними щілинами є ефективним способом інтенсифікації теплообміну. Ефект пояснюється за рахунок струменевого витікання повітря з отворів (щілин), що спричиняє інтенсивну турбулізацію потоку в прикордонному шарі повітря – стінка теплообмінника.

Таблиця 1

Узагальнення результатів дослідження

№ п/п	Інтенсифікатор	Режим руху повітря			
		Ламінарний ($Re=300 - 2300$)		Перехідний ($Re=2300 - 5500$)	
		$Nu_i/Nu_{гд}$	$\Delta P_i/\Delta P_o$	$Nu_i/Nu_{гд}$	$\Delta P_i/\Delta P_o$
1	Пластина	1,67 – 1,79	1,13 – 1,33	1,39 – 1,67	1,16 – 1,33
2	Скручена стрічка $s/d=4,1$	2,16 – 4,36	в 2 – 2,2	1,66 – 2,16	1,35 – 1,65
3	Зігнута пластина з $b/s=0,67$	2,24 – 3	1,62 – 6	2,24 – 2,27	1,29 – 1,62
4	Зігнута пластина з $b/s=1,13$	3,57 – 5,3	2,64 – 7,79	2,74 – 3,57	2,64 – 2,74
5	Вставка з круглими отворами	1,12 – 1,685	2,77 – 7,8	1,685 – 1,37	2,77 – 4,57
6	Вставка з прямокутними щілинами	1,98 – 2,11	2,77 – 6,7	1,49 – 2,11	3,26 – 3,8

Висновки

В роботі досліджено теплогідродинамічну ефективність інтенсифікаторів теплообміну в ламінарному і перехідному режимі руху теплоносія, що характерний для жаротрубних водогрійних котлів малої потужності (до 100 кВт) та запропоновано критеріальні залежності для розрахунку інтенсифікованого теплообміну. Виявлено що найбільш ефективними в усьому діапазоні зміни параметрів є скручена стрічка, пластина, зігнута пластина, які при значному зростанні коефіцієнту тепловіддачі дають незначне зростання опору. Слід зазначити, що в ламінарному режимі приріст тепловіддачі для всіх інтенсифікаторів більший в порівнянні з перехідним режимом. Вставки з прямокутними щілинами та круглими отворами ефективно інтенсифікують теплообмін при значному зростанні гідравлічного опору. Тому застосування таких вставок доцільне в котлах з вимушеною тягою. При застосуванні вставок в високотемпературних теплообмінниках (жаротрубних котлах з вимушеною тягою) можна очікувати збільшення тепловіддачі за рахунок випромінювання.

Література

1. Мигай В.К. Моделирование теплообменного энергетического оборудования / В.К. Мигай. – Л.: Энергоатомиздат, 1987. – 264с.
2. Дрейцер Г. А. Проблемы создания высокоэффективных трубчатых теплообменных аппаратов / Г. А. Дрейцер // Теплоэнергетика. – 2006. – № 4. – С.31 – 38.

3. Рыжков А. Ф. Теплогидравлическая эффективность промышленных турбулизаторов в переходных режимах течения теплоносителя / А. Ф. Рыжков, Л. Жаргалхуу, Надир Саман М. // Промышленная энергетика. – 2006. – № 4. – С. 44 – 50.
4. Антуфьев В. М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева / В. М. Антуфьев. – М.: Энергия, - 1979. – 256 с.
5. Петровский Ю. Ф., Фастовский В. Г. Современные эффективные теплообменники / Ю. Ф. Петровский, В. Г. Фастовский. – 1962. – 256 с.
6. Гоголин А. А. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин / А. А. Гоголин. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 220 с.
7. Щукин В. К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил / В. К. Щукин. – М.: Машиностроение, 1980. – 240 с.
8. Петриков С. А. Прогрессивные способы интенсификации теплообмена в отопительных котлах. / С. А. Петриков, Н. Н. Хованов // Промышленная энергетика. – 2003. – №12. – С. 18 – 22.
9. Жукаускас А.А. Интенсификация теплообмена. Успехи теплопередачи / А. А. Жукаускас. – Вильнюс: Мокслас 1988. – 188 с. – ISBN 5 – 420 – 00432 – 1.
10. Степанов Д. В. Інтенсифікація теплообміну в круглому каналі газоводяного теплообмінника / Д. В. Степанов, А. С. Іванюта, Т. Ю. Загаєцька // Вісник Хмельницького національного університету. – 2007. – № 3, том 2. – С.84 – 88.
11. Шахлина Н. А. Интенсификация теплообмена в газотрубных котлах с использованием профилированных поверхностей теплообмена: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / Н. А. Шахлина. – Екатеринбург, 2007. - 20 с.
12. Колядин Е. А. Исследование и научное обоснование интенсификации теплообмена в судовых газотрубных утилизационных котлах: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / Е. А. Колядин. – Астрахань, 2007. – 20 с.
13. Патент України на корисну модель №21404, F28F1/10. Вставка для теплообмінної труби. / Ткаченко С. Й., Степанов Д. В., Боднар Л. А.- Опубл.15.03.2007, Бюл. № 3.
14. Степанов Д. В. Експериментальні дослідження інтенсифікованого теплообміну в жаротрубному водогрійному котлі. / Д. В. Степанов, С. Й. Ткаченко, Л. А. Боднар // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 2008. №2. – С. –44 – 47.