

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕПЛООБМІНУ В ГАЗОТРУБНОМУ ТЕПЛООБМІННИКУ ВОДОГРІЙНОГО КОТЛА

Вінницький національний технічний університет

Анотація

В роботі проведено дослідження ефективності інтенсифікації теплообміну в газотрубному теплообміннику водогрійного котла, проведено порівняльний аналіз залежностей для розрахунку інтенсивності теплообміну.

Ключові слова: водогрійний котел, інтенсифікація теплообміну, коефіцієнт тепловіддачі, втрати тиску.

Abstract

The paper studied the effectiveness of intensifying heat exchanger in the boiler gas pipe, a comparative analysis of dependencies to calculate the intensity of heat transfer.

Keywords: hot water boiler, intensification of heat transfer, heat transfer coefficient, pressure loss.

Інтенсифікація теплообміну в елементах котла є ефективним способом підвищення надійності та економічності роботи котла. На даному етапі розроблені різні способи і засоби впливу на прикордонний шар [1] Однак, наявні відомості про процеси переносу в прикордонному шарі ще не привели до створення єдиної теорії інтенсифікації з визначеною математичною моделлю [2]. Тому дослідження в цьому напрямку є актуальними. Разом з тим є широкі теоретичні та експериментальні дані про ефекти інтенсифікації, що дозволяють обґрунтувати методи інтенсифікації теплообміну. Основний ефект досягається за рахунок посиленого оновлення середовища в прикордонних шарах, енергійного заміщення одних об'ємів іншими. Ці об'єми мають різний характер розподілення температури і швидкості і виконують роль носіїв кількості руху. Така складна схема обтікання поверхні теплообміну, що підвищує інтенсивність процесу, створюється штучно [3].

Метою даної роботи є дослідження впливу відносного кроку закручування інтенсифікатора на коефіцієнт тепловіддачі з боку газів в газотрубному теплообміннику водогрійного котла та на гідравлічний опір.

Огляд інформації, розміщеної на інтернет-сайтах виробників котлів, показав, що для інтенсифікації теплообміну в конвективній частині найбільше використовуються інтенсифікатори у вигляді скручених пластин (рис. 1).

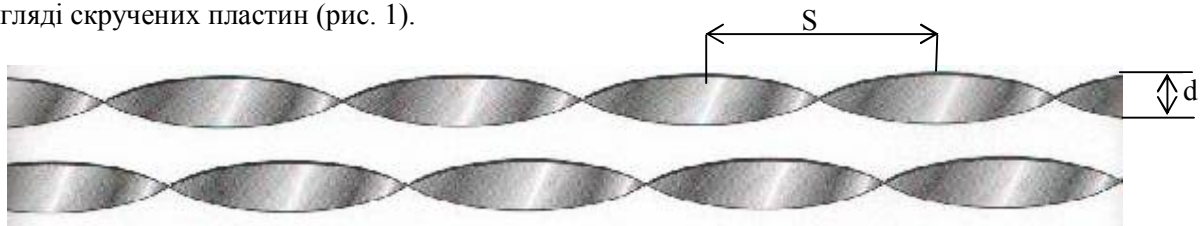


Рисунок 1 – Інтенсифікатор теплообміну у вигляді скрученої пластини

На інтенсивність теплообміну впливає відносний крок закручування інтенсифікатора S/d , а також режим руху теплоносія. Як зазначено в роботі [4], в ламінарному потоці інтенсифікація тепловіддачі створюється за рахунок макродії на весь потік, порушенням усієї структури потоку. Для турбулентного режиму руху найбільш ефективним способом інтенсифікації теплообміну є турбулізація пристінного ламінарного прошарку. Режим руху димових газів в теплообмінниках водогрійних котлів здебільшого ламінарний або перехідний. Тому найбільш дієвим способом підвищення інтенсивності теплообміну в конвективній частині є встановлення інтенсифікаторів, що турбулізують ядро потоку [5].

Для конструкції, запатантованої на кафедрі теплоенергетики [6] розроблено математичну модель котла потужністю 100 кВт для спалювання соломи. Для створення математичної моделі використано рекомендації [1]. Математичну модель реалізовано в MSExcel.

Для дослідження впливу відносного кроку закручування інтенсифікатора на коефіцієнт тепловіддачі з боку газів, проведено огляд залежностей для розрахунку інтенсивності теплообміну.

В роботі [7] для визначення критерію Нуссельта у межах чисел Рейнольдса $Re = 7700 \dots 17500$ запропоновано залежність (1)

$$Nu = 0,2216 \cdot Re^{0,71} \cdot (s/d)^{-0,41}. \quad (1)$$

В роботі [4] наведено залежності (2) і (3)

$$Nu = 1,84 Re^{0,44} Pr^{0,36} (2s/d)^{-0,33}, \quad Re = 1700 \dots 20000, \quad (2)$$

$$Nu = 0,401 Re^{0,6} Pr^{0,43} \left[1 + 1,62 \left(\frac{s}{d} \right)^2 \right]^{-0,135}, \quad Re = 600 \dots 30000, \quad (3)$$

де Pr – критерій Прандтля.

В роботі Щукіна В. К. [4] для $s/d_{\text{вн}} = 2,5 \dots 11$; $Re \cdot (d_{\text{вн}}/D_{\text{л}})^{0,5} = 50 \dots 8 \cdot 10^3$ запропоновано

$$Nu = 0,3 \cdot Re^{0,6} Pr^{0,43} \cdot (d/D_{\text{л}})^{0,135}, \quad (4)$$

де $D_{\text{л}} = d \cdot \left(0,5 + \frac{8}{\pi^2} \cdot \left(\frac{s}{d} \right)^2 \right)$ – діаметр кривизни осьової лінії каналу, утвореного стінками труби і стрічковою вставкою; s – крок закручування стрічки; d – внутрішній діаметр каналу. Визначальний розмір – еквівалентний діаметр каналу, визначальна температура – середня температура потоку.

Для визначення гідравлічного опору закрученого потоку В. К. Щукін запропонував формулу

$$\xi = \frac{6,34}{Re^{0,474}} \cdot \left(\frac{d}{D_{\text{л}}} \right)^{0,26} + \frac{25,6}{Re}. \quad (5)$$

Еквівалентний діаметр каналу із скрученою стрічкою В. К. Щукіним запропоновано записати у вигляді

$$d_{\text{е}} = \frac{d \cdot (\pi \cdot d - 4 \cdot \delta)}{\pi \cdot d + 2 \cdot (d - \delta)}, \quad (6)$$

де δ – товщина інтенсифікатора.

За результатами розрахунку котла без інтенсифікації теплообміну отримані такі показники: температура відхідних газів $t_{\text{вг}} = 250$ °С, ККД котла $\eta_{\text{к}} = 85$ %, критерій Рейнольдса в теплообміннику $Re = 1385$, конвективний коефіцієнт тепловіддачі з боку газів $\alpha_{\text{г}} = 10,4$ Вт/(м²·К)

Для різного кроку закручування інтенсифікатора s/d проведено розрахунки теплообмінника котла з використанням залежностей (1-4). Результати розрахунку впливу s/d на коефіцієнт тепловіддачі з боку газів наведено на рисунку 1. Як видно з рисунку 1, найбільш близькими за значеннями коефіцієнтами тепловіддачі є отримані за формулами (3) і (4). Такі розходження між значеннями пояснюються тим, що залежність (1) отримана автором для повітря при турбулентному русі. Залежність (2) отримана при дослідженні інтенсифікації теплообміну водяних потоків. Залежність (3) автором запропоновано для розрахунку інтенсивності теплообміну від повітря.

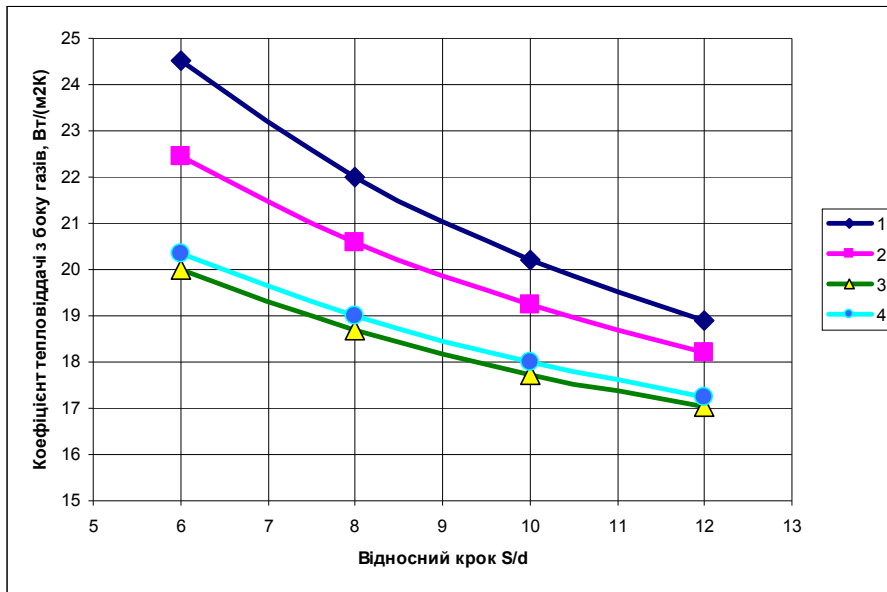


Рисунок 1 – Результати розрахунку коефіцієнта тепловіддачі за залежностями (1-4) залежно від кроку закручування інтенсифікатора.

Тому для подальшого використання беремо формулу Щукіна В. К.

Коефіцієнт корисної дії котла в разі встановлення інтенсифікаторів знаходиться в межах 90 – 91 %, температура відхідних газів 162 – 165 °С. На рисунку 2 наведено залежність зростання втрат тиску, розрахованих за формулою (5) від кроку закручування інтенсифікатора.

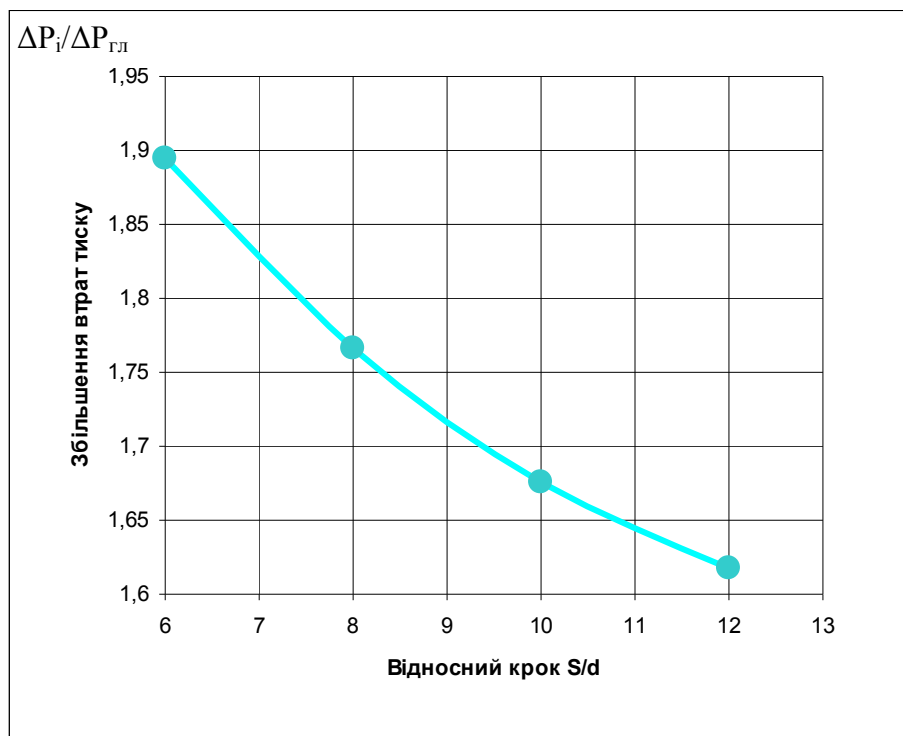


Рисунок 2 – Результати розрахунку збільшення втрат тиску в теплообміннику з інтенсифікацією ΔP_i до втрат тиску в гладкотрубному теплообміннику $\Delta P_{гл}$ залежно від кроку закручування інтенсифікатора.

Як показали результати розрахунків, конвективний коефіцієнт тепловіддачі після встановлення інтенсифікаторів збільшується в 1,7 – 2 рази при зростанні втрат тиску в 1,62 – 1,9 разів порівняно з

базовим варіантом (без інтенсифікації теплообміну). Остаточне прийняття рішення по вибору раціонального кроку закручування інтенсифікатора може бути прийняте після аеродинамічного розрахунку всіх елементів котла та оцінки додаткового збільшення потужності вентилятора чи димососа.

ВИСНОВКИ

В роботі проведено дослідження впливу відносного кроку закручування інтенсифікатора на коефіцієнт тепловіддачі з боку газів в газотрубному теплообміннику водогрійного котла та на гідравлічний опір. Показано, що конвективний коефіцієнт тепловіддачі після встановлення інтенсифікаторів збільшується в 1,7 – 2 рази при зростанні втрат тиску в 1,62 – 1,9 разів порівняно з базовим варіантом (без інтенсифікації теплообміну). Проведено огляд залежностей для розрахунку інтенсивності теплообміну в разі встановлення в канал теплообмінника інтенсифікатора у вигляді скрученої стрічки і на основі порівняльних розрахунків запропоновано використовувати формулу Щукіна В. К. Коефіцієнт корисної дії котла після встановлення інтенсифікаторів збільшився з 85 % до 90 – 91 %, температура відхідних газів зменшилась від 250 °С до 162 – 165 °С, залежно від кроку закручування інтенсифікатора.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Степанов Д. В. Енергетична та екологічна ефективність водогрійних котлів малої потужності. Монографія / Д. В. Степанов, Л. А. Боднар. – Вінниця: ВНТУ, 2011 – 151
2. Коваленко Л. М. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи / Л. М. Коваленко, А. Ф. Глушков. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 238 с.
3. Гухман А. А. Интенсификация конвективного теплообмена и проблема сравнительной оценки теплообменных поверхностей / А. А. Гухман // Теплоэнергетика. – 1977. – № 4. – С. 5–8.
4. Петренко В. П. Интенсифікація теплообміну в апаратах харчових виробництв та холодильних машин / В. П. Петренко. – К.: НУХТ, – 2010 – 170 с.
5. Боднар Л. А. Ефективні методи інтенсифікації теплообміну в круглих каналах / Л. А. Боднар, Д. В. Степанов // Вісник Хмельницького національного університету. – 2009. – № 3 – С. 73 – 78.
6. Пат. 102615 України, МПК7 F24Н1/00. Водогрійний котел / Боднар Л. А., Степанов Д. В., Робак М. Г.; заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – № 201504315; опубл. 10.11.2015, Бюл. №21.
7. Колядин Е. А. Исследование и научное обоснование интенсификации теплообмена в судовых газотрубных утилизационных котлах : автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.08.05 «Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные)»/ Е. А. Колядин. – Астрахань, 2007. – 20 с.
8. Щукин В. К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил / В. К. Щукин. – М. : Машиностроение, 1980. – 240 с.

Боднар Лілія Анатоліївна, к.т.н., доцент кафедри теплоенергетики ВНТУ. e-mail: Bodnar06@ukr.net

Лепетан Іван Васильович, студент групи ТЕ-13, факультет будівництва, теплоенергетики і газопостачання, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця.

Bodnar Lilia, Cand. Sc. (Eng), Assistant Professor of power engineering, Vinnytsia National Technical University, Vinnytsia, e-mail: Bodnar06@ukr.net.

Lepetan Ivan – Department of Building Heating and Gas Supply, Vinnytsia National Technical University.