

УДК 621.039.58

Л. А. Боднар, асп.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООБМІНУ В КРУГЛОМУ КАНАЛІ

Проаналізовано залежності для розрахунку конвективного теплообміну в перехідному режимі руху газів. Проведено експериментальні дослідження теплообміну в круглому каналі газозводного теплообмінника. Проаналізовано результати досліджень.

Вступ. Постановка задачі

Останнім часом в Україні отримало поширення використання жаротрубних водогрійних котлів потужністю до 100 кВт для автономного теплопостачання. Жаротрубні водогрійні котли мають досить просту конструкцію і не вимагають великих матеріальних затрат на монтаж та експлуатацію.

Як показують результати розрахунків, в котлах малої потужності з природною тягою, як правило, переважає ламінарний або перехідний режим течії. Для перехідного режиму течії теплоносія в трубах і каналах, якому відповідає число Рейнольдса $Re = 2300 - 10^4$, недостатньо розрахункових формул, що узагальнюють результати різних дослідів. Крім того, котли потужністю до 100 кВт мають співвідношення довжини труби до її діаметру $L/d < 50$. Тому для розрахунків теплообмінників таких котлів необхідні експериментальні дані про вплив початкової ділянки на коефіцієнт тепловіддачі та розрахункові залежності для визначення критерія Нусельта (Nu).

Метою даної роботи є аналіз відомих залежностей для розрахунку конвективного теплообміну в перехідній області руху теплоносія, а також експериментальні дослідження теплообміну в круглому каналі.

Теоретичні дослідження

В перехідній області для потоку характерна нестійкість режиму, на нього впливають окремі місцеві збурення, які спричиняються розмірами і формою каналів, шорсткістю поверхні стінок, міри турбулентності потоку на вході, початкового розподілення швидкості, теплових граничних умов тощо. Тут в кожному окремому випадку процесу тепловіддачі, потрібне проведення експерименту [1, 2]. Складний характер течії в перехідній області чисел Рейнольдса ускладнює кількісний опис процесу теплообміну. Узагальнені методики розрахунку теплообміну в перехідній області відсутні. В роботі [2] пропонується наближено оцінювати найбільше і найменше значення коефіцієнту тепловіддачі відповідно за формулами для турбулентного і в'язкісного руху потоку. В [3] сказано, що рівняння для ламінарного і турбулентного режиму не можна розповсюджувати на перехідну область. Тут же рекомендується оцінювати критерій Нуссельта таким чином: максимальне значення коефіцієнта тепловіддачі розраховується з формули Міхеєва М. А. [4] для турбулентного руху потоку, а мінімальне — з формули $Nu = f \left(K_0, Pr, \left(Pr_p / Pr_{ст.} \right)^{0,25} \right)$, де Pr — число Прандтля.

Для коротких труб, довжина яких менша $50d$, тепловіддача дещо вища, ніж для довгих. Всі відомі нам літературні джерела для випадку $L/d < 50$ пропонують поправкові коефіцієнти на гідродинамічну початкову ділянку ε_l для турбулентного і ламінарного (в'язкісно — гравітаційного) режимів. Але для перехідного режиму недостатньо розрахункових залежностей, а поправки на початкову ділянку у вітчизняній літературі автором не виявлено. Про необхідність враховувати початкову ділянку зазначено в роботах закордонних авторів [5, 6], де також зазначається, що розрахована температура димових газів на виході з конвективної частини котла на біомасі на 40 % вища, ніж

виміряна в експерименті. Такі ж дані отримані в роботі [7] (розбіжність до 30 %), що свідчить про невідповідність відомих формул [8] для розрахунку тепловіддачі умовам роботи котлів (відсутність ділянки гідродинамічної стабілізації потоку, короткі труби $L/d < 20$, перехідний рух димових газів).

В [9] зазначається, що поправкові коефіцієнти ε_l , які використовуються в розрахунковій практиці не є універсальними і відображають специфіку дослідних даних, в результаті яких вони були отримані. Чим менше значення L/d , тим більші можуть бути розбіжності поправкових коефіцієнтів і, відповідно, похибка розрахунків

Аналіз відомих залежностей та поправкових коефіцієнтів

Для розрахунку конвективного теплообміну для перехідного режиму руху теплоносія в [10] запропонована залежність

$$Nu = 0,008 \cdot Re^{0,9} \cdot Pr^{0,43} \tag{1}$$

Межі застосування формули $2300 < Re < 10^4$, визначальна температура — середня температура потоку, визначальний розмір — діаметр труби.

В [11] пропонується залежність

$$Nu = \frac{(\xi/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7\sqrt{\xi/8}(Pr^{2/3}-1)} \left[1 + \left(\frac{d}{L} \right)^{2/3} \right], \tag{2}$$

де ξ — коефіцієнт опору тертя, $\xi = (1,82 \cdot \lg Re - 1,64)^2$. Межі застосування рівняння: $0 < d/L < 1$, $0,6 < Pr < 2000$, $2300 < Re < 10^6$; визначальна температура — середня температура потоку, визначальний розмір — діаметр труби.

Для обробки дослідних даних в перехідному режимі руху газів автори [5] використали рівняння для ламінарного руху з поправкою на початкову ділянку

$$Nu = \left\{ 49,731 + \left(1,615 \cdot \left(Re Pr \frac{d}{L} \right)^{1/3} - 0,7 \right)^3 + \left\{ \left[\frac{2}{(1+22Pr)} \right]^{1/6} \sqrt{Re Pr \frac{d}{L}} \right\}^3 \right\}^{1/3} \varepsilon_l, \tag{3}$$

де визначальна температура — середня температура потоку, визначальний розмір — діаметр труби.

В рівнянні (3) поправковий коефіцієнт автори [6] пропонують записати у вигляді

$$\varepsilon_l = 1 + c / (L/d)^m \tag{4}$$

Для визначення середнього значення критерію Нуссельта $Nu_{\bar{}}$, необхідно розрахункове значення Nu_p домножити на поправку (4). Так, згідно даних [5, 6] Хаузен запропонував коефіцієнти $c = 1$, $m = 2/3$; Грасс — $c = 2,3$, $m = 1$; Мілліс — $c = 2,4$, $m = 0,68$. Автори [6] шляхом експериментальних досліджень котла на біомасі потужністю 50 кВт з $L/d = 19,1$ отримали коефіцієнти $c = 5,7$, $m = 0,6$.

В роботі [9] для $L/d < 15$ поправка запропонована у вигляді $\varepsilon_l = 1,38 (L/d)^{-0,12}$. Згідно з [2], якщо відомостей про умови протікання процесу недостатньо, для оцінки ε_l , поправку можна записати у вигляді $\varepsilon_l \approx 1 + \frac{2}{L/d}$. Там же на-

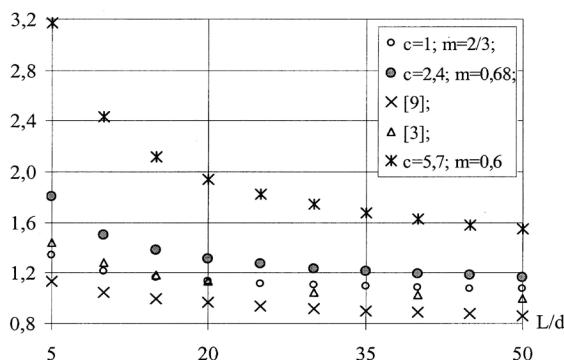


Рис. 1. Залежність поправки ε_l від співвідношення L/d .

(c, m коефіцієнти в поправці (4); в [9] — поправковий коефіцієнт, запропонований для турбулентного руху, в [3] — для в'язкісно-гравітаційного)

ведені відповідні таблиці для визначення поправкового коефіцієнту для в'язкісно-гравітаційного режиму при $L/d < 50$. В підручнику [4] наведені значення поправкового коефіцієнта для турбулентного руху ($Re > 10^4$) при $L/d < 50$.

Автором проведено числове дослідження

Автором проведено числове дослідження

впливу параметра L/d на значення ε_l , запропоноване різними авторами (рис. 1).

Слід зазначити, що у вітчизняній літературі значення поправкових коефіцієнтів значно нижчі, ніж пропонують закордонні автори. Але розрахунки теплообміну в котлах малої потужності, показують, що використання поправок закордонних авторів, дають розбіжності в розрахованих і виміряних величинах температури відхідних газів до 10 %. Це можна пояснити тим, що поправкові коефіцієнти були виведені в умовах близьких до роботи котла.

Експериментальні дослідження

З метою дослідження теплообміну в круглому каналі створено експериментальний стенд, описаний в [12], який дозволяє моделювати процеси тепловіддачі від газового середовища в каналі з різними інтенсифікаторами теплообміну та без них. Дослідження проводились в діапазоні чисел Рейнольдса, характерних для роботи жаротрубних водогрійних котлів малої потужності.

Досліди проводились за умов досягнення постійної температури повітря і води. Теплофізичні властивості повітря і води визначались за їх середніми температурами в теплообмінному елементі. Основні параметри процесу теплообміну змінювались в такому діапазоні: температурний напір 50...80 °С; витрата повітря 1...12 м³/год; швидкість повітря 0,7...2,65 м/с; витрата мережної води 0,02...0,16 кг/с, температура повітря на вході 80...125 °С, на виході — 40...67 °С, внутрішній діаметр теплообмінного елемента $d = 0,042$ м, довжина — 0,75 м.

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

$$k = \frac{Q}{F \Delta t}, \quad (5)$$

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. Оскільки відношення зовнішнього діаметра труби до внутрішнього складає $d_3/d_{\text{вн}} = 1,12 < 2$, то величина експериментального середнього по поверхні коефіцієнта тепловіддачі з боку повітря знаходиться за формулою, як для одношарової плоскої стінки

$$\alpha_{\text{екс}} = \frac{1}{\frac{1}{k} - \frac{\delta}{\lambda} - \frac{1}{\alpha_{\text{в}}}}, \quad (6)$$

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 з формули

$$\text{Nu}_{\text{екс}} = \frac{\alpha_{\text{екс}} d}{\lambda},$$

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 20 %, похибка вимірювання витрати повітря 3—10 %, відносна похибка визначення коефіцієнта тепловіддачі повітря — до 30 %, відносна похибка вимірювання сили струму та напруги не перевищує 2,2 % і 1,1 %, відповідно.

Аналіз результатів досліджень

Автором проаналізовані значення поправкових коефіцієнтів запропонованих вітчизняною літературою та закордонними авторами і співставлені експериментальні дані, отримані автором для перехідного режиму руху повітря з відомими залежностями та із співвідношенням $L/d = 17,8$. Виявлено, що отримані експериментальні дані відрізняються від відомих залежностей [8] на 6—60 %, що пояснюється тим, що формули виведені для турбулентного режиму з наявністю початкової ділянки стабілізації.

З використанням залежності (1), (2), (3) та поправкових коефіцієнтів з робіт [5, 6], встановлено, що наші експериментальні дані (рис. 2) цілком задовільно вписуються в загальну картину. Це свідчить про адекватність математичної моделі обробки дослідних даних реальним процесам в теплообмінному елементі і є вихідною базою для проведення досліджень з інтенсифікації теплообміну в круглому каналі теплообмінника.

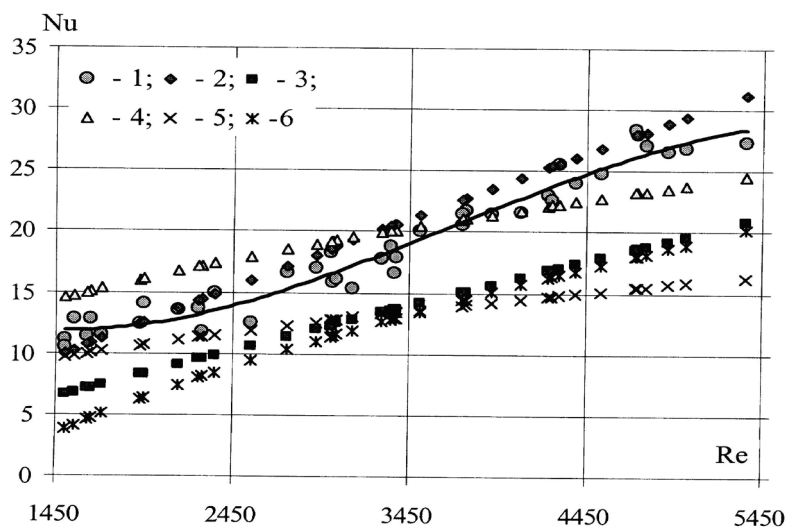


Рис. 2. Залежність критерія Нуссельта від числа Рейнольдса. 1 — експериментальні дані, 2 — за формулою (1) з коефіцієнтами в поправці (4) $c = 5,7, m = 0,6$; 3) — за формулою (1) $c = 2,4, m = 0,68$; 4) — за формулою (3), $c = 5,7, m = 0,6$; 5 — за формулою (3), $c = 2,4, m = 0,68$; 6 — за формулою (2)

Слід зазначити, що, використовуючи формулу (2) з [8] і поправкові коефіцієнти з [5, 6], розраховані значення критерія Нуссельта відрізняються від розрахованих за формулою (3) на 0,5—3 %. Тому для розрахунку тепловіддачі в ламінарній області з достатньою точністю можна використовувати формулу (2) з [8], використовуючи поправку (4) з коефіцієнтами $c = 2,4, m = 0,68$. Для визначення числа Нуссельта у перехідній області можна скористатись рівнянням (1) з коефіцієнтами поправки (4) — $c = 2,4, m = 0,68$.

Для розрахунку критерію Нуссельта для діапазону чисел Рейнольдса $2300 < Re < 5450$ за допомогою пакета програм статистичної обробки даних Statistica 7.0, використовуючи метод Гауса-Ньютона з коефіцієнтом детермінації $R = 0,95$, автором отримана залежність

$$Nu = 0,018 \cdot Re^{0,83} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(1 + \frac{2,4}{(L/d)^{0,6}} \right), \tag{6}$$

де визначальним розміром є діаметр труби, а визначальною температурою — середня температура газу.

Висновки

Аналіз літературних джерел показав на недостатню кількість залежностей для розрахунку конвективного теплообміну в перехідній області руху теплоносія, а саме в такому режимі працюють котли малої потужності з природною тягою. В закордонній літературі для розрахунку котлів пропонується використовувати поправкові коефіцієнти на початкову ділянку. Автором співставлено поправкові коефіцієнти, запропоновані закордонними і вітчизняними авторами, і виявлено суттєві розбіжності. Але розрахунки котлів, виконані за рекомендаціями [5], дають похибку до 10 %. Порівняння експериментальних даних з відомими залежностями з використанням поправок, запропонованих в [5, 6], вказують на адекватність математичної моделі обробки дослідних даних реальним процесам в теплообмінному елементі. Дані експериментальні дослідження є вихідною базою для проведення досліджень у напрямі інтенсифікації теплообміну в круглому каналі теплообмінника.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Кутателадзе С. С. Справочник по теплопередаче / С. С. Кутателадзе, В. М. Боришанский. — Л.–М. : Госэнергоиздат, 1958. — 414 с.
2. Исаченко В. П. Теплопередача : учеб. для вузов. — 3-е изд, перераб. и доп. / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел — М. : Энергия, 1975. — 488 с.
3. Беляев Н. М. Основы теплопередачи / Н. М. Беляев. — К. : Выща школа, 1989. — 343с.— ISBN 5-11-000186-3 (в пер)
4. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. — М. : Энергия, 1977. — 343 с.
5. Yrjola J. Modelling and experimental studies on heat transfer in the convection section of a biomass boiler / J. Yrjola., J. Paavilainen // Int. J. Energy Research. — 2006. — Vol 30 (12). — P. 939—953.
6. J. Yrjola. Modelling and experimental study on wood chips boiler system with fuel drying and with different heat exchangers. Doctoral Dissertation // Helsinki University of Technology. Department of Mechanical Engineering. Laboratory of Applied Thermodynamics. — Режим доступу : <http://lib.tkk.fi/Diss/2006/isbn9512284391/isbn9512284391.pdf>.
7. Степанов Д. В. Експериментальні дослідження теплообміну в жаротрубному водогрійному котлі / Д. В. Степанов, С. Й. Ткаченко, Л. А. Боднар // Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 2008. — № 1. — С. 43—46. — ISSN 1997 92-66.
8. Степанов Д. В. Залежності для теплових розрахунків в жаротрубних пучків котлів малої потужності / Д. В. Степанов., С. Й. Ткаченко, Л. А. Боднар, Т. Ю. Загаєцька // Вісник Вінницького політехнічного інституту — 2006. — № 2. — С. 31—40. — ISSN 1997 92-66.
9. Сукомел А. С. Теплообмен и трение при турбулентном течении газа в коротких каналах / А. С. Сукомел, В. И. Величко, Ю. Г. Абросимов — М. : Энергия, 1979. — 216 с.
10. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии : учебник для вузов / А. Г. Касаткин. — 9-е изд., испр. — М. : Химия, 1973. — 752 с.
11. Справочник по теплообменникам в 2 томах : пер. с англ. / под ред. Б. С. Петухова, В. К. Шикова. — М. : Энергоатомиздат, 1987. — 560 с.
12. Степанов Д. В. Інтенсифікація теплообміну в круглому каналі газоводяного теплообмінника / Д. В. Степанов, А. С. Іванюта, Т. Ю. Загаєцька // Вісник Хмельницького національного університету. — 2007. — Том 2, № 3. — С. 84—88.

Рекомендована кафедрою теплоенергетики

Надійшла до редакції 5.03.09
Рекомендована до друку 27.03.09

Боднар Лілія Анатоліївна — аспірантка кафедри теплоенергетики.

Вінницький національний технічний університет