

Д. В. Степанов, к. т. н., доц.;

С. Й. Ткаченко, д. т. н., проф.;

Л. А. Боднар, асп.

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІННИХ ПРОЦЕСІВУ ЖАРОТРУБНОМУ ЕЛЕМЕНТІ ВОДОГРІЙНОГО КОТЛА МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ

*Розглянуто різні способи інтенсифікації теплообміну. Запропоновано способи інтенсифікації теплообміну для жаротрубного водогрійного котла. Розроблено математичну модель інтенсифікованого теплообміну в жаротрубному елементі водогрійного котла малої потужності, а також досліджено роботу теплообмінників котлів числовими методами за допомогою цієї моделі.*

### Вступ

Виробництво побутової опалювальної техніки потужністю до 100 кВт досить сильно розвинене в багатьох країнах світу, в тому числі і в Україні. Виходячи із загальноприйнятих тенденцій енергозбереження і ефективного використання теплогенерувального обладнання в конструюванні та виготовленні сучасних побутових газових котлів для автономного опалення та гарячого водопостачання необхідно забезпечити високий ККД, невеликі габарити та масу котла. Тому актуальною є проблема розробки високоефективних теплообмінних елементів.

На жаль, швидкий темп виробництва опалювальних котлів випереджає науково-технічне забезпечення їх розробки. На даний момент, наскільки нам відомо, немає загальних принципів розробки водогрійних котлів малої потужності, а також рекомендації з їх теплового, аеро- та гідродинамічного розрахунку. Тому тепловий розрахунок водогрійного котла малої потужності проводиться в умовах невизначеності, оскільки в Нормативному методі теплового розрахунку наводиться методика розрахунку для котлів великої потужності.

На цьому етапі розроблені різні способи і засоби інтенсифікації теплообміну, що пов'язані із зміною діаметра та компоновки каналів, шорсткості поверхні, схеми руху теплоносіїв, встановленням в каналах елементів, що турбулізують потік, використанням ребрення та ін. [1, 2]. У водогрійних котлах малої потужності здебільшого використовуються теплообмінники з жаротрубними елементами (ЖЕ). Тому інтенсифікацію тепловіддачі необхідно виконувати всередині труби, де рухається потік димових газів.

Метою даної роботи є розробка математичної моделі інтенсифікованого теплообміну в жаротрубному елементі водогрійного котла малої потужності, а також дослідження роботи теплообмінників котлів числовими методами за допомогою цієї моделі.

### Розробка математичної моделі

Для підвищення ефективності теплообміну пропонується використовувати вставки. Окрім зменшення перерізу для проходження газів, а звідси збільшення швидкості потоку і конвективної складової тепловіддачі, виникає додатковий тепловий потік випромінювання від нагрітої вставки до стінки ЖЕ.

Для інтенсифікації теплообміну в ЖЕ пропонується використовувати вставки різної конфігурації. На рис. 1 зображені жаротрубні елементи із встановленими в них вставками: циліндричною, пластиною, поєднання циліндричної вставки та пластини.

Математичний опис моделі складається з 20 нелінійних рівнянь, використовується 46 величин. В основі опису покладені балансові рівняння процесів теплообміну, рівняння збереження, на—Ріхмана, критеріальні та інші рівняння для розрахунку радіаційного та конвективного теплообміну в ЖЕ [3—5].

Математична модель ідентифікації теплообмінних процесів побудована таким чином, що враховує теплові потоки конвекцією з боку димових газів як до стінки труби теплообмінника так і до стінки вставки, а також тепловий потік випромінюванням від нагрітої вставки до стінки ЖЕ. Вра-

хування теплових потоків конвекцією та випромінюванням до вставки та до стінки ЖЕ дозволяє визначати температуру вставки, що важливо для прогнозування температурних деформацій вставки.

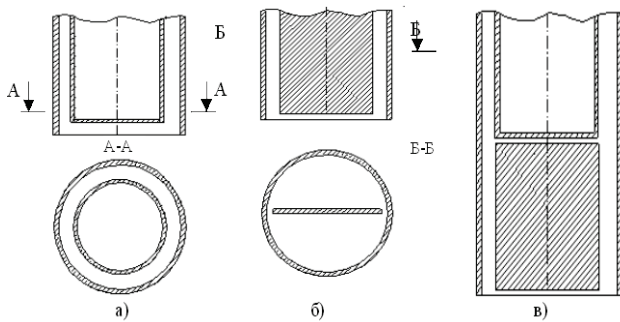


Рис. 1. Варіанти встановлення інтенсифікаторів:

а) циліндрична вставка; б) пластина; в) поєднання пластини та циліндричної вставки

під час побудови математичної моделі прийняті такі спрощення:

— розрахунки проводяться для середньої температури димових газів в каналі (математична модель із зосередженими параметрами);

— теплофізичні параметри димових газів обрані за таких умов: барометричний тиск  $B = 760$  мм. рт. ст.; середній парціальний тиск: вуглекислого газу —  $P_{CO_2} = 0,13$ , водяних парів —  $P_{H_2O} = 0,11$ , азоту —  $P_{N_2} = 0,76$ ;

— вплив забруднень на теплообмін не враховується;

— нерівномірність розподілу газу в жаротрубних каналах не враховується.

### Результати числових експериментів

На основі розробленої математичної моделі, для заданих варіантів інтенсифікації теплообміну проведені числові експерименти для різних початкових умов.

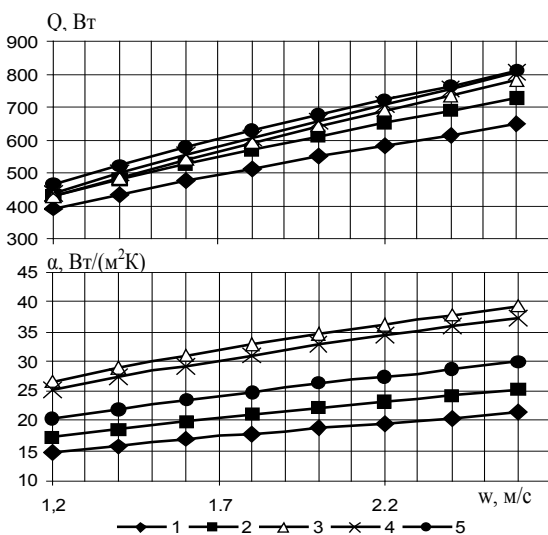


Рис. 2. Графік залежності сумарного теплового потоку  $Q$  та сумарного коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  від швидкості газів  $w$  на вході в ЖЕ: 1 — пуста труба; 2 — пластина; 3 — циліндрична вставка на першій ділянці і пластини на другій; 4 — пластина на першій ділянці і циліндрична вставка на другій; 5 — циліндрична вставка

Система рівнянь розв'язується в середовищі Mathcad 2000. Універсальність математичної моделі полягає в тому, що її побудова дозволяє визначати різні комплекси змінних в залежності від комплексів заданих величин: якщо, наприклад, в початкових даних задана температура газів на вході і виході з елемента, то можна визначити необхідну для такої інтенсивності теплообміну довжину труби теплообмінника; і навпаки, якщо задана температура газів на вході і довжина труби, то можна визначити розрахункову температуру газів на виході з елемента.

В зв'язку з невизначеністю характеристик димових газів та стану теплообмінної поверхні

На рис. 2 показані результати дослідження інтенсивності тепловіддачі в ЖЕ довжиною 0,41 м для чотирьох способів організації теплообміну: 1) ЖЕ без вставок; 2) встановлення пластини по всій довжині ЖЕ; 3) встановлення циліндричної вставки зовнішнім діаметром  $d_{вст} = 0,017$  м та довжиною 0,1 м на першій ділянці труби і пластини довжиною 0,31 м на другій ділянці; 4) встановлення пластини довжиною 0,1 м на першій ділянці труби і циліндричної вставки довжиною 0,31 м та  $d_{вст} = 0,017$  м на другій ділянці; 5) встановлення циліндричної вставки  $d_{вст} = 0,017$  м. Температура газів на вході в теплообмінник прийнята  $t_1 = 900$  °С, внутрішній діаметр ЖЕ  $d = 0,041$  м.

При збільшенні швидкості димових газів на вході в трубу, відбувається збільшення сумарного теплового потоку (тепловий потік конвекцією, випромінюванням від димових газів та від інтенсифікатора). Причому, найбільшого значення сумарний тепловий потік (рис. 2а) досягає для випадку встановлення циліндричної вставки, що пояснюється більшою площею випромінювальної поверхні вставки, та високою швидкістю газів в

кільцевому каналі.

На рис. 2б показані результати дослідження впливу швидкості димових газів на вході в трубу на сумарний коефіцієнт тепловіддачі. Результати показують, що найбільші значення досягаються саме для комбінованих вставок. Отже, застосування комбінованих способів інтенсифікації теплообміну збільшує коефіцієнт тепловіддачі на 66...77 % в порівнянні з трубою без інтенсифікатора.

Встановлення циліндричної вставки на початковій ділянці і, тим більше, по всій довжині ЖЕ призведе, на нашу думку, до значного аеродинамічного опору та різкого охолодження газів, що може збільшити шкідливі викиди. Тому на даному етапі найефективнішим можна вважати інтенсифікатор з пластиною на першій ділянці та циліндричною вставкою на другій.

В даній роботі досліджувався також вплив зовнішнього діаметра циліндричної вставки на вність теплообміну в ЖЕ. На рис. 3 показані результати чисельних досліджень, що проводились для таких початкових умов:  $t_1 = 900 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $d = 0,041 \text{ м}$ ,  $L = 0,41 \text{ м}$ , швидкість димових газів на вході в трубу  $w = 1,8 \text{ м/с}$ .

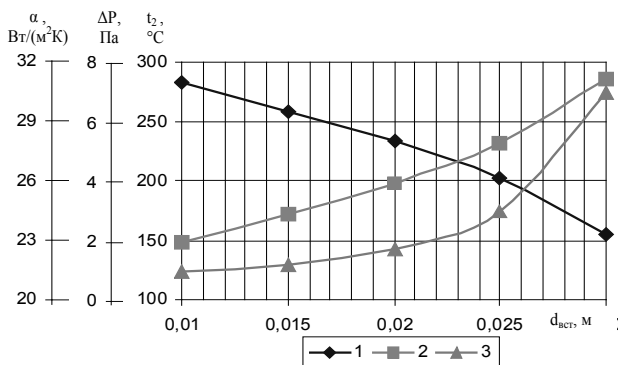


Рис. 3. Залежності температури газів на виході з труби конвективного пучка  $t_2$  (1), сумарного коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  (2) та втрат тиску в трубі ЖЕ  $\Delta P$  (3)

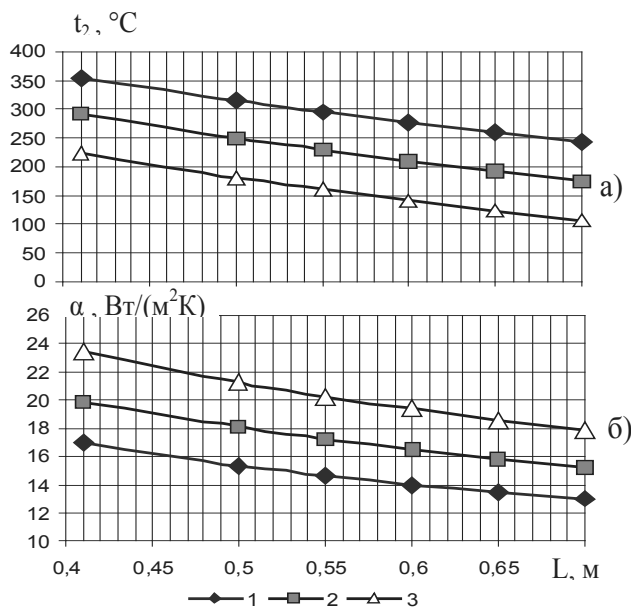


Рис. 4. Залежності температури газів на виході з труби конвективного пучка (а) та сумарного коефіцієнта тепловіддачі (б) від довжини труби конвективного пучка  $L$ : 1 — труба без інтенсифікатора; 2 — пластина; 3 — циліндрична вставка

Збільшення діаметра циліндричної вставки суттєво впливає на температуру димових газів на виході з труби (крива 1). Вона зменшується від  $280 \text{ }^\circ\text{C}$  при зовнішньому діаметрі вставки  $d_{вст} = 0,01 \text{ м}$ , до  $160 \text{ }^\circ\text{C}$  при  $d_{вст} = 0,03 \text{ м}$ , але при цьому зростають втрати тиску в ЖЕ (крива 3). Дослідження також показали, що збільшення діаметра вставки на 5 мм зменшує температуру димових газів на виході з елемента в му на  $24 \text{ }^\circ\text{C}$  та збільшує коефіцієнт корисної дії котла на 1,8 %.

Між теплопередачею і втратою тиску існує тісний фізичний і економічний зв'язок. Чим більші швидкості теплоносіїв, тим більший коефіцієнт теплопередачі і тим компактніший для заданої теплової продуктивності мінник, а отже — менші капітальні затрати. Але при цьому росте опір потоку, що впливає на аеродинаміку котла та конструкцію реривача. Тому для знаходження оптимальних характеристик жаротрубних елементів, хідно вирішувати сумісно задачу теплообміну і аеродинаміки.

Збільшення діаметра вставки призводить до зменшення еквівалентного діаметра каналу для проходження газів і збільшення швидкості мових газів, внаслідок чого зростає конвективна складова сумарного теплового потоку та дова випромінюванням від вставки до труби ЖЕ, а, отже, і сумарний коефіцієнт тепловіддачі (рис. 3 крива 2).

Під час числового експерименту вався вплив зміни довжини труби ЖЕ на рний коефіцієнт тепловіддачі та температуру димових газів на виході з труби. Числові дослідження, результати яких показані на рис. 4, проводились для початкових умов:  $t_1 = 900 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $d = 0,041 \text{ м}$ ,  $d_{вст} = 0,017 \text{ м}$ ,  $w = 1,6 \text{ м/с}$ .

В порівнянні з пустою трубою, встановлення циліндричного інтенсифікатора зменшує температуру газів на виході в 1,9...2,95 рази (рис. 4а), при цьому сумарний коефіцієнт тепловіддачі збільшується в середньому в 1,55 рази (рис. 4б).

Досліджено також вплив швидкості димових газів на вході в ЖЕ на необхідну довжину труби (рис. 5). Дослідження проводились для початкових умов:  $t_1 = 900^\circ\text{C}$ ,  $t_2 = 150^\circ\text{C}$ ,  $d_{\text{вст}} = 0,025\text{ м}$ ,  $d = 0,041\text{ м}$ , пластина та циліндр встановлені по всій довжині труби.

Як показали результати розрахунків, для того, щоб газі охолодились від  $t_1 = 900^\circ\text{C}$  до  $t_2 = 150^\circ\text{C}$ , необхідна довжина пустої труби при  $w = 1,6\text{ м/с}$  на 35 % більше, ніж при встановленні в трубу пластини та на 83 % більша, ніж при встановленні в трубу циліндричної вставки. Слід також зауважити, що при використанні пластини, в порівнянні з пустою трубою при швидкості газів на вході 2 м/с металомісткість зменшується на 36,7 % а при використанні циліндричної вставки — на 86,7 %.

### Висновки

Для інтенсифікації теплообміну в ЖЕ пропонується використовувати вставки різної конфігурації: циліндричну вставку, пластину, поєднання циліндричної вставки та пластини. Розроблено універсальну математичну модель ідентифікації теплообмінних процесів в умовах невизначеності початкових параметрів, яка дозволяє розраховувати характеристики інтенсифікованого теплообміну та аеродинаміки ЖЕ, а також визначати різні комплекси змінних в залежності від наборів заданих величин.

Числові розрахунки на запропонованій моделі показують, що застосування вставок значно (для заданих характеристик на 66...77 %) підвищує сумарний коефіцієнт тепловіддачі та теплову потужність і відповідно зменшує металомісткість ЖЕ.

Показано, що виявити оптимальні конструкції жаротрубних елементів водогрійних котлів малої потужності можна тільки за умови спільного розв'язання задач теплообміну та аеродинаміки.

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Коваленко Л. М., Глушков А. Ф. Теплообменники с интенсификацией теплоотдачи. — М.: Энергоатомиздат, 1986. — 238 с.
2. Калинин Э. К. Интенсификация теплообмена в каналах. — М.: Машиностроение, 1990. — 206 с.
3. Кулинченко В. Р. Справочник по теплообменным расчётам. — К.: Техника, 1990. — 152 с.
4. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. — Энергоиздат, 1981. — 412с.
5. Степанов Д. В., Ткаченко С. Й., Боднар Л. А., Загаєцька Т. Ю. Залежності для теплових розрахунків жаротрубних пучків котлів малої потужності // Вісник Вінницького політехнічного інституту. — 2006. — № 2. — С. 25—36.

Матеріали статті рекомендовані до опублікування оргкомітетом XIII Міжнародної конференції з автоматичного управління (Автоматика-2006, 25—28.09.2006 р.)

Надійшла до редакції 23.11.06  
Рекомендована до друку 12.12.06

**Степанов Дмитро Вікторович** — доцент, **Ткаченко Станіслав Йосипович** — завідувач кафедри, **Боднар Лілія Анатоліївна** — аспірантка.

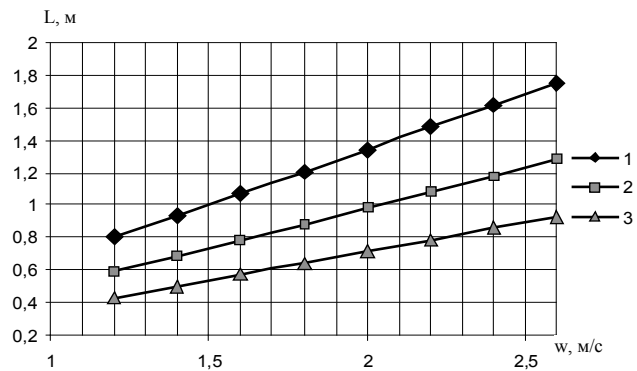


Рис. 5. Залежність необхідної довжини жаротрубного елемента  $L$  від швидкості димових газів на вході  $w$ :  
1 — труба без інтенсифікатора; 2 — пластина;  
3 — циліндрична вставка