

С. Й. Ткаченко, д-р. тех. наук, проф., О. В. Дахновська, асп.

МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО СПІВВІДНОШЕННЯ ПОВЕРХОНЬ НАГРІВУ В КОТЛІ НА ОРГАНІЧНИХ ВІДХОДАХ

Розроблено метод визначення раціонального співвідношення поверхонь нагріву в котлі на органічних відходах. Метод дозволяє проектувати котли невеликої потужності з мінімальним значенням сумарної площі котла.

Вступ

Для визначення раціональної компоновки водогрійних котлів невеликої потужності на твердому паливі важливо правильно вибрати температуру газів на виході з топки t_g'' . В топці котла відбувається процес спалювання палива, у якому хімічна енергія палива перетворюється в теплову. Розміри топкової камери мають бути такими, щоби процес спалювання палива був якомога повністю завершений до входу продуктів згорання в конвективні газоходи котла.

Передача теплоти від продуктів згорання палива до поверхонь нагріву відбувається шляхом випромінювання і конвективного теплообміну. В зоні високих температур газів, близько 1200 °С і вище, тепловіддача випромінюванням явно ефективніша, за конвективний теплообмін. Це пояснюється тим, що тепловий потік за рахунок випромінювання пропорційний різниці четвертих степенів температури газів і зовнішньої стінки теплосприймальної поверхні, а у випадку конвективного теплообміну він залежить від різниці перших степенів цих температур і коефіцієнта тепловіддачі, який мало збільшується зі зростанням температури газів.

Для котлів середньої і великої потужності, згідно з техніко-економічними міркуваннями, оптимальне значення температури продуктів згорання на виході з топки більше ніж 1200 °С. Разом з тим, температуру газів на виході з топки доводиться обмежувати, щоби запобігти шлакуванню конвективних поверхонь нагріву.

Для нормальної роботи котла величина температури газів перед конвективним поверхнем нагріву, які розташовуються одразу після топки, має дуже важливе значення. Якщо димові гази мають температуру більшу (або рівну), ніж температура розм'якшення золи, то розм'якшені частинки золи, торкаючись поверхонь нагріву, які мають в декілька разів нижчу температуру, прилипають до труб, охолоджуються і утворюють нарости шлаку. Це призводить до погіршення теплообміну і підвищення температури газів в зашлакованій поверхні, а також до збільшення опору потоку газів. Шлакування конвективних поверхонь відсутнє, якщо зола при вході в ці поверхні знаходиться у вигляді твердих частинок.

У проектуванні котельних агрегатів вибір пониженої температури на виході з топки приводить до необхідності створення більшої радіаційної поверхні топки і тим самим до збільшення її об'єму. Пониження температури в кінці топки приводить також до падіння температурних напорів і відповідно збільшення величини конвективних поверхонь нагріву [1].

Наведена вище інформація відноситься до котлів тепловою потужністю $Q > 100$ кВт, що працюють на торфі, кам'яному та бурому вугіллі. Такі котли мають високі температури газів на виході з топки (1000–1200 °С), великі габарити та характеризуються відсутністю шлакоутворення на теплообмінних поверхнях. Розрахунки та проектування цих котлів здійснюються за нормативним методом [2]. В [3] наводяться результати досліджень газотрубних теплогенераторів до 3 МВт, що працюють на природному газі. Проектування таких котлів здійснюється за СНіПІ35-76 [4]. Інформація про методи розрахунку водогрійних котлів невеликої потужності (до 100 кВт) на органічних відходах вкрай обмежена. Немає також і чітких рекомендацій стосовно проектування і експлуатації цих котлів [5].

З метою отримання конструкцій теплогенераторів, що відповідають вимогам високої надійності і які мають високі теплотехнічні і екологічні показники, провідні закордонні фірми вважають головним для теплогенераторів дотримання певних співвідношень між площами

променевої і конвективної поверхонь нагріву. Для чавунних теплогенераторів на природному газі невеликих потужностей це співвідношення складає приблизно $F_{\text{пр}}/F_{\text{к}} = (1:10)$, а в сучасних, як закордонних, так і вітчизняних — $F_{\text{пр}}/F_{\text{к}} = (1:4)$ [6].

Метою роботи є зниження матеріалоємності водогрійного газотрубного котла тепловою потужністю $Q < 100$ кВт без зниження енергетичної і екологічної ефективності шляхом визначення раціонального співвідношення поверхонь нагріву котла з переважно променевим і конвективним теплообміном з потоками газів.

Основна частина

Котел можна представити як набір теплообмінників, в яких тепловіддача від продуктів згорання до поверхонь теплообміну відбувається одночасно променевим і конвективним способами. При цьому, в топці котла переважає променевий теплообмін, в хвостових зонах — конвективний. В подальшому теплообмінник, в якому переважає променевий теплообмін, будемо називати променевим, а теплообмінник з переважно конвективним теплообміном — конвективним.

Для організації чисельного дослідження водогрійного котла розроблена його спрощена модель. Котел представлено у вигляді циліндричного променевого теплообмінника 1 діаметром D і перемінною довжиною $l_{\text{пр}}$, і газотрубного пучка 2 із n паралельних труб внутрішнім діаметром d і довжиною $l_{\text{гт}}$.

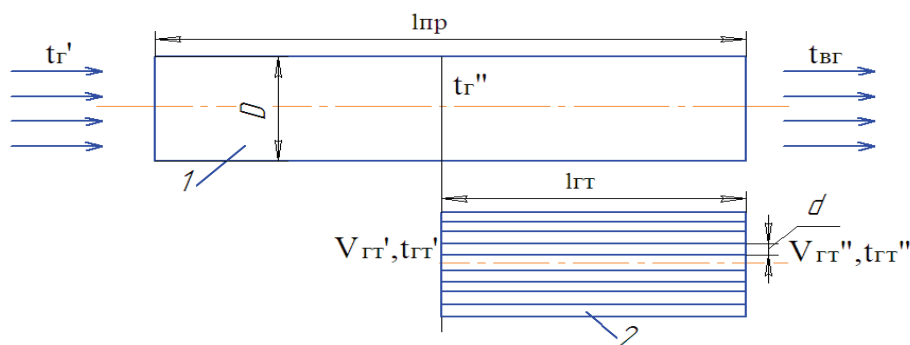


Рис. 1. Спрощена модель водогрійного котла

На рис. 1 $V_{\text{гг}}'$, $V_{\text{гг}}''$ — швидкість газів на вході та відповідно на виході з газотрубного пучка, м/с; $t_{\text{г}}'$ — температура газів на вході в котел, $t_{\text{г}}' = t_{\text{ад}} = \text{const}$, °C; $t_{\text{г}}''$ — температура газів на виході з газотрубного пучка, $t_{\text{г}}'' = \text{var}$ — задаємо низку значень, °C; $t_{\text{вг}}$ — температура відхідних газів з котла $t_{\text{вг}} = t_{\text{г}}'' = \text{const}$, °C; склад газів, всі параметри газів необхідні для визначення променевого і конвективного теплообміну, потужність котла, яка необхідна для визначення сумарного об'єму газів і оціночного значення D .

Для всього циклу досліджень задається сумарна теплова потужність двох теплообмінників, тип палива (органічних відходів), його вологість, температура відхідних газів після газотрубного теплообмінника $t_{\text{гг}}''$, температура води на вході $t_{\text{в}}'$ і виході $t_{\text{в}}''$ з котла.

Геометричні параметри променевого теплообмінника (топки) 1 змінюються в заданому діапазоні в залежності від планування експерименту. Наприклад, якщо $D = \text{const}$ — $l_{\text{пр}}^{\text{min}} \leq l_{\text{пр}} \leq l_{\text{пр}}^{\text{max}}$, тобто $F_{\text{пр}}^{\text{min}} \leq F_{\text{пр}} \leq F_{\text{пр}}^{\text{max}}$. Для кожного варіанта променевого теплообмінника проводимо перевірний розрахунок і визначаємо $Q_{\text{пр}}$.

Величини $Q_{\text{пр}}$, $t_{\text{г}}''$ і $t_{\text{гг}}''$ є вихідними для конструкторського розрахунку газотрубного пучка, конкретніше, для визначення його поверхні нагріву $F_{\text{гг}}(l_{\text{гг}})$. При цьому вибираємо три варіанти компоновки пучка (кількості труб n в пучку) в залежності від передбачуваного режиму течії газу в трубах: ламінарного, перехідного, турбулентного.

Таким чином, вибираючи раціональну компоновку котла (співвідношення поверхонь з різними способами теплопереносу), змінюємо геометричні параметри променевого теплообмінника $F_{\text{пр}}$, проводимо його перевірний розрахунок, за результатами розрахунку формуємо вихідні дані для конструкторського розрахунку газотрубного теплообмінника, визначаємо поверхню теплообміну газотрубного теплообмінника $F_{\text{ГТ}}$.

На цьому етапі визначається раціональна температура на виході з топки $t''_{\text{Г}} = t'_{\text{ГТ}}$. У водогрійних котлах невеликої потужності, на погляд авторів, вибираючи температуру газів на виході із топки, слід враховувати, що величина $t''_{\text{Г}}$ суттєво впливає на співвідношення променивих і конвективних поверхонь теплообміну, а отже і на сумарну площу поверхонь теплообміну котла.

В променевому теплообміннику (ПрТО) і в газотрубному пучку (ГПЧ) результуючий коефіцієнт тепловіддачі α_{Σ} від газів до теплообмінної поверхні має дві складові — променеву $\alpha_{\text{пр}}$ і конвективну $\alpha_{\text{к}}$.

$$\alpha_{\Sigma} = \alpha_{\text{пр}} + \alpha_{\text{к}}. \quad (1)$$

В ПрТО променева складова $\alpha_{\text{пр}}$ суттєво переважає конвективну і $\alpha_{\Sigma} = \alpha_{\text{пр}}$, в ГПЧ — навпаки, але в розрахунках використовують співвідношення (1).

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі випромінюванням в топці і пучку застосовується залежність [2].

$$\alpha_{\text{пр}} = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{(a_3 + 1)}{2} a T^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{T}\right)^4}{1 - \frac{T_{\text{ст}}}{T}}, \quad (2)$$

де T і $T_{\text{ст}}$ — температура газів і зовнішньої поверхні стінки, з урахуванням забруднень, K ; a_3 — ступінь чорноти забруднених стінок променесприймальних поверхонь; для поверхонь нагріву котлів $a_3 = 0,8$ [2]; a — ступінь чорноти потоку газів за температури T .

Коефіцієнти тепловіддачі конвекцією $\alpha_{\text{к}}$ в газотрубному пучку визначаємо за допомогою критеріальних рівнянь:

— ламінарний режим течії ($Re < 2300$) [7]

$$Nu = 1,55 \left(Re Pr \frac{d}{l} \right)^{0,33} \xi_l; \quad (3)$$

— перехідний $2300 < Re < 10^4$ [8]

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,43} \xi_l; \quad (4)$$

— турбулентний режим $10^4 < Re < 10^6$ [9]

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \xi_l, \quad (5)$$

де Nu — безрозмірне число Нуссельта, $Nu = \alpha_{\text{к}} \cdot d / \lambda$; Re — критерій Рейнольдса; $Re = w \cdot d / \nu$; Pr — критерій Прандтля; d/l — відношення діаметра труб в пучку до довжини труб; ξ_l — поправка на зміну коефіцієнта тепловіддачі на початковій термічній ділянці; λ — коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К); ν — коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с.

Температуру газів на виході із променевого теплообмінника вибираємо із таких міркувань. Вдвож циліндричної поверхні топки температура газів знижується, знижується коефіцієнт тепловіддачі. На погляд авторів, треба визначити таку межу температури газів, після якої інтенсивність тепловіддачі в газотрубному пучку буде вища, ніж в променевому циліндричному теплообміннику за подальшого зниження температури газів.

Ця ідея була реалізована із застосуванням чисельного експерименту, результати досліджень показані на рис. 2. Вихідні дані: потужність котла $Q = 60$ кВт, паливо — деревина вологістю $W = 15\%$ та $Q_H^p = 15875$ кДж/кг, діаметр циліндричного променевого теплообмінника $D = 1$ м, діаметр труб газотрубного пучка $d = 0,04$ м, температура відхідних газів $t_{вг} = 145$ °С; коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,35$.

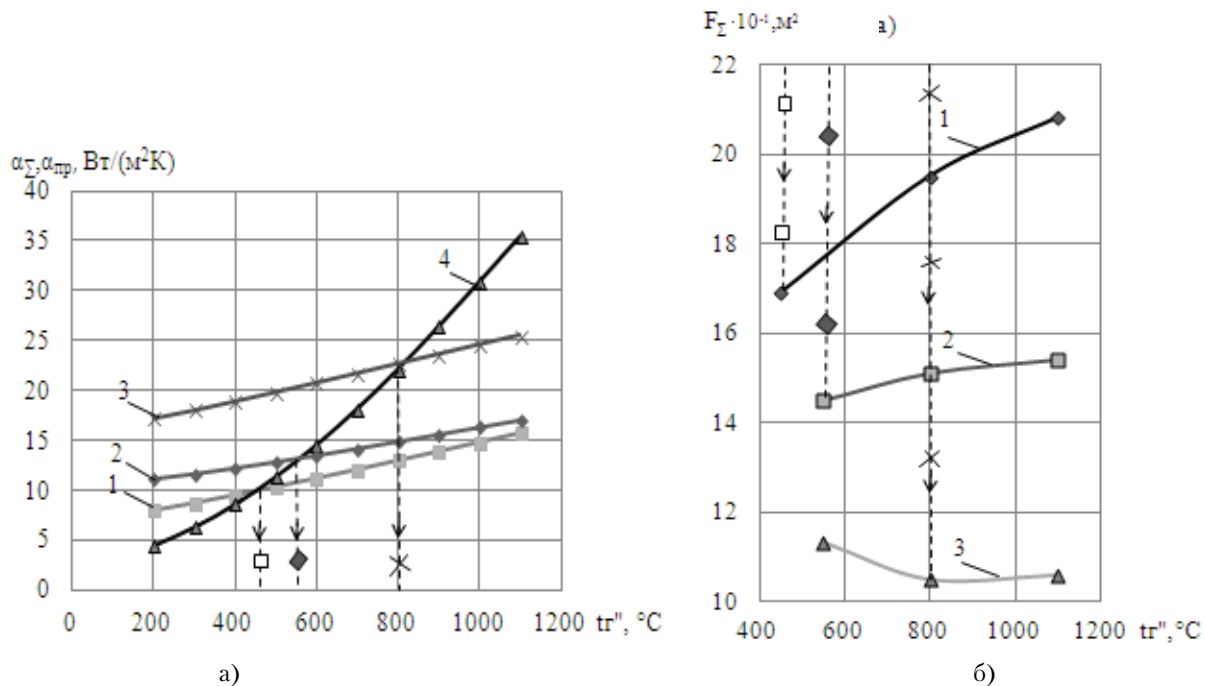


Рис. 2. Графік залежності а) коефіцієнта тепловіддачі від температури газів на виході з топки t'' ;

б) сумарної площі котла від температури газів t'' для: 1 — ламінарного руху α_Σ ; 2 — перехідного руху α_Σ ; 3 — турбулентного руху α_Σ ; 4 — променевий коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{пр}$

На рис. 2а криві 1, 2, 3 характеризують зміну коефіцієнта тепловіддачі α_Σ на вхідній ділянці газотрубного пучка за різних режимів руху газів в залежності від вхідної температури газів $t''_r = t''_{гг}$, а крива 4 як коефіцієнт тепловіддачі в променевому теплообміннику $\alpha_{пр}$. Для цього використовуються формули (1)–(5), в яких прийнято $\xi_l = 1$, температура газів t'' , швидкість газів відповідна об'єму газів при температурі t'' , $a = d/l = 1$ у формулі (5). Крива 4 розраховувалась за формулою (2).

Із побудованого графіка рис. 2а визначаємо температуру газів на виході з циліндричного променевого теплообмінника для ламінарного руху в газотрубному пучку $t''_r = 450$ °С, для перехідного руху $t''_r = 550$ °С та для турбулентного руху в пучку, відповідно, $t''_r = 800$ °С. Це означає, що за реалізації ламінарного режиму в зоні $t''_r \leq 450$ °С раціонально використовувати газотрубний пучок, а за температур $t''_r > 450$ °С — променевий ТО. Для перехідного режиму за $t''_r \leq 550$ °С раціонально використовувати газотрубний пучок, а за температур $t''_r > 550$ °С — променевий ТО. Для турбулентного режиму граничною температурою вибору ПрТО чи ГТЧ є $t''_r = 800$ °С.

Сумарна площа котла рис. 2б залежить від температури газів на виході з топки, але більшою мірою залежить від вибраного режиму в газотрубному пучку, причому у ламінарному режимі руху площа котла буде найбільшою і за $t''_r = 450$ °С становить $1,7$ м², у перехідному режимі площа зменшується і за $t''_r = 550$ °С становить $1,46$ м², а у турбулентному режимі і $t''_r = 800$ °С становить $1,08$ м². Площа реального котла марки КС-Д-60 потужністю 60 кВт становить $1,52$ м².

Зі збільшенням температури газів на виході з топки з 200 °С до 1100 °С співвідношення $Q_{пр}/Q_\Sigma$ зменшується від $0,98$ до $0,34$, тобто зменшується частка ПрТО на 64% , а площа ГТЧ

зростає.

В заданому чисельному експерименті визначено раціональні співвідношення для кожного з режимів: ламінарного режиму — $F_{\text{пр}}/F_{\text{к}} = 0,87$; перехідного — $F_{\text{пр}}/F_{\text{к}} = 0,46$; турбулентного — $F_{\text{пр}}/F_{\text{к}} = 0,2$, на відміну від досліджень теплогенераторів на природному газі, де раціональні співвідношення становлять $F_{\text{пр}}/F_{\text{к}} = (0,2...1,236)$ [3]. Для реального котла марки КС-Д-60 ТОВ «Оргтехавтоматика» потужністю 60 кВт, що працює на деревині, співвідношення $F_{\text{пр}}/F_{\text{к}} = 2,26$.

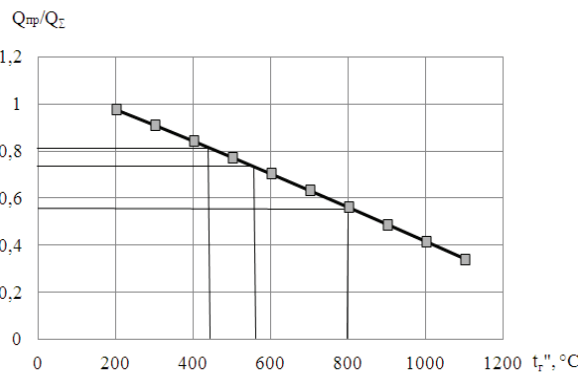


Рис. 3 Графік залежності співвідношення $Q_{\text{пр}}/Q_{\Sigma}$ від температури відхідних газів

Висновки

1. Запропоновано метод визначення раціонального співвідношення між потужністю променевої частини та потужністю котла $Q_{\text{пр}}/Q_{\Sigma}$, який дозволяє проектувати котел невеликої потужності з мінімальним значенням сумарної площі котла F_{Σ} .

2. Раціональне співвідношення між потужністю променевої частини та потужністю котла $Q_{\text{пр}}/Q_{\Sigma}$ і мінімальне значення сумарної поверхні теплообміну котла F_{Σ} суттєво залежить від адиабатної температури спалювання (типу органічних відходів, вологості палива) і організації режимів руху продуктів згорання в газотрубному пучку.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Стырикович М. А. Котельные агрегаты / М. А. Стырикович, К. Я. Катковская, Е. П. Серов. — М. : Энергия, 1959. — 488 с.
2. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). — 3-е изд. / НПО ЦКТИ. — СПб, 1998. 256 с.
3. Лук'янов О. В. Тепловий розрахунок газотрубних теплогенераторів: дис. доктора техн. наук: 05.23.03 / Лук'янов Олександр Васильович. — Макіївка : Донбаська нац. акад. буд. і арх., 2005. — 395 с.
4. СНиП II-35-76 Котельные установки М. : Стройиздат. 1977.
5. Боднар Л. А. Енергетична та екологічна ефективність водогрійних котлів малої потужності : дис. канд. техн. наук: 02.06.2010 / Боднар Лілія Анатоліївна. — К. : Нац. університет харч. техн.-й, 2011 р. — 142 с.
6. Теплоснабжение малых населенных пунктов : моногр. / В. Н. Братенков, П. А. Хаванов, Л. Я. Вэскер — М. : Стройиздат, 1988. — 223 с. : ил., табл. — Библиогр. С. 219—222.
7. Исаченко В. П. Теплопередача : учеб. для вузов / В. П. Исаченко. и др. — 3-е изд. доп. — М. : Энергоиздат, 1981. С. 235—247.
8. Стабников В. И. Процессы и аппараты пищевых производств / В. И. Стабников, В. Д. Попов. — М. : Пищепромиздат, 1959. — 584 с.
9. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. — М. : Энергия, 1977. — 343 с.

Рекомендована кафедрою теплоенергетики

Стаття надійшла до редакції 4.09.2012

Рекомендована до друку 5.10.12

Ткаченко Станіслав Йосипович — завідувач кафедри, **Дахновська Ольга Вікторівна** — аспірантка.
Кафедра теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет, Вінниця