

УДК 662.6

Експлуатаційна ефективність роботи твердопаливних теплогенераторів невеликої теплопродуктивності

М.П.Сенчук¹, А.І.Корогод²

¹к.т.н., доц., Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна, smp_21@ukr.net, ORCID: 0000-0001-8968-7336

²асп., Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна, mega.korogod@ukr.net.

Анотація. У статті розглянуто проблему негативного впливу забруднення поверхонь нагріву твердопаливних теплогенераторів на експлуатаційну ефективність їхньої роботи. Показано, що вплив забруднення теплообмінних конвективних поверхонь, зокрема трубчастого типу, при розробці теплогенераторів враховується нормативними коефіцієнтами теплової ефективності, значення яких усереднене і не враховує особливості конструкції конвективного пакету, різні способи інтенсифікації, а також відмінності процесу горіння різних видів та якості твердого палива. Проаналізовано відомі способи інтенсифікації конвективного теплообміну, відмічено та описано особливості конструкції найбільш поширених інтенсифікаторів у димогарних трубах теплогенераторів невеликої теплопродуктивності та описано їхнє компоунування з різними типами водогрійних котлів: жаротрубно-димогарними, водотрубно-димогарними та панельними. Проведено розрахункові дослідження впливу ступеня забруднення димогарних труб за різних рівнів і способів інтенсифікації теплообміну на економічні показники твердопаливного теплогенератора. Проаналізовано для конструкції з водотрубно-димогарною схемою профілю вплив ступеня забруднення димогарних труб: гладких, з кільцевою накаткою та із гвинтовими стрічковими вставками – на величину коефіцієнта корисної дії теплогенератора. Розглянуто взаємозв'язок між конструктивними рішеннями на стадії розробки теплогенератора та умовами його експлуатації на паливах різної якості, зокрема необхідності врахування ступеня відновлення чистоти теплообмінних поверхонь під час їхнього періодичного чищення з метою забезпечення нормативних експлуатаційних показників тривалої роботи твердопаливного теплогенератора.

Ключові слова: твердопаливний котел, топковий пристрій, поверхні нагріву, конвективний пакет, димогарні труби, забруднення теплообмінних поверхонь, турбулізатори газового потоку.

Вступ. Раціональне використання вітчизняних твердопаливних ресурсів (вугілля, торф, біомаса тощо) з забезпеченням сучасних екологічних вимог при дефіциті природного газу й нафти [1] є важливим завданням сьогодення. Проблема економічної та ефективної роботи твердопаливних теплогенераторів пов'язана з технологіями спалювання різної якості твердого палива, що супроводжуються наявністю в димових газах твердого пилу, часток золи, шкідливих речовин, які забруднюють поверхні нагріву в процесі експлуатації зі зниженням інтенсивності теплопередачі. Основними напрямками вирішення цієї проблеми є: підвищення якості процесу спалювання завдяки оптимальному застосуванню технології спалювання відповідно до характеристик палива та режиму роботи топкового пристрою; організація ефективного допалювання продуктів горіння в камері згорання; оптимізація теплообмінних процесів, зокрема в основному конструктивному елементі – конвективному пакеті. Ефективність конструкції цього пакета значно впливає на економію паливних ресурсів, зниже-

ння металоємності і здешевлення в цілому теплогенератора. Підвищення конвективного теплообміну досягається при інтенсифікованих поверхнях нагріву, зокрема із застосуванням турбулізаторів газового потоку в конвективних каналах. Для цього застосовують різні конструкції інтенсифікаторів, які забезпечують підвищення потужності котла при відносно невеликому збільшенні маси поверхонь нагріву. Але водночас, при тривалій експлуатації конвективної поверхні турбулізатори пришвидшують її забруднення, що знижує ефективність теплообміну. З метою інтенсифікації конвективного теплообміну застосовують різні способи і засоби, запропоновані багатьма дослідниками. Найбільш поширені з них призначені переважно для теплообмінних поверхонь, відносна чистота яких під час експлуатації незначно змінюється, наприклад, у газових котлах. При спалюванні твердого палива забруднення теплообмінних поверхонь значно більш інтенсивне. Його негативний вплив на теплообмінні процеси при розробці конструкції котлів за нормативним методом [2] враховується коефіцієнтами тепло-

вої ефективності конвективних поверхонь або топкових екранів. У нормах коефіцієнт теплової ефективності топкових екранів визначається за коефіцієнтом забруднення, який рекомендується приймати при спалюванні всіх видів твердого палива рівним 0,60. Для трубчастих конвективних поверхонь при русі горячих газів у трубах, а теплоносія – у міжтрубному просторі, наведено коефіцієнт теплової ефективності конвективних поверхонь для повітронегрівачів, в яких продукти згорання твердого палива рухаються по трубах, а повітря – у міжтрубному просторі.

Актуальність досліджень. Наведені нормативні величини коефіцієнтів теплової ефективності є усередненими і не враховують особливості конструкції конвективного пакету, різні способи інтенсифікації, а також відмінності процесу горіння різних видів палива. Також не враховується вплив конструкції інтенсифікаторів на швидкість забруднення поверхні нагріву, особливо при різній якості палива. Тому більш детальне дослідження впливу забруднення на експлуатаційні показники теплообмінних процесів з метою уточнення розрахункових даних щодо коефіцієнта теплової ефективності для різних конвективних поверхонь та розробки рекомендацій щодо підбору конструкції інтенсифікаторів з урахуванням виду та якості палива, застосування яких забезпечувала б розрахункові параметри теплообміну під час тривалої експлуатації котла є важливою задачею.

Останні дослідження та публікації. З аналізу теоретичних і експериментальних досліджень за напрямком роботи [3...12] випливає, що інтенсифікація теплообміну в елементах теплогенератора є ефективним способом підвищення надійності та економічності його роботи. Інтенсифікація теплообміну сприяє вирішенню проблеми зменшення маси і габаритів теплообмінних апаратів, зокрема конвективного пакету котлів, а також створює умови для зниження температурного напору, тобто зниження температури стінок при заданій температурі теплоносія або збільшення температури теплоносія при заданій температурі стінок. Існує багато способів інтенсифікації теплообміну. Усі вони відрізняються за складністю реалізації, технологічністю, сферою застосування, надійністю тощо. Не існує універсального способу інтенсифікації, який був би ефективним у всіх випадках. Також застосування того чи іншого способу інтенсифікації залежить від конструкції котла. На даний час широко розповсюджені водо-

грійні котли, які різняться за конструкцією теплообмінної частини та топкової камери: жаротрубно-димогарні, водотрубно-димогарні, панельно-димогарні, конвективна частина трубчаста – складена з димогарних труб. За аналізом відомих методів інтенсифікації теплообміну в димогарних трубах, найбільшу увагу, як ефективним і технологічно реалізованим, приділяється штучній турбулізації потоку і безперервним закрученням газового потоку. Відомі способи інтенсифікації теплообмінних процесів ґрунтуються на створенні таких умов гідродинамічного обтікання поверхні нагріву, за яких має місце турбулізація потоку, руйнування примежового шару на початкових ділянках його формування, створення ділянок відриву і приєднання потоку до поверхні обтікання, які чергуються між собою. З цією метою на обтічній поверхні створюють невисокі ребра різної конфігурації, виступи, заглиблення або канавки, що сприяють інтенсифікації теплообмінних процесів. Для інтенсифікації конвективного теплообміну в опалювальних котлах з метою збільшення коефіцієнта корисної дії здебільшого застосовують такі пасивні методи інтенсифікації, які реалізуються нескладними конструктивними рішеннями із забезпеченням надійності і зручності в експлуатації при прийнятній ефективності інтенсифікації. Найбільш поширені в практичному застосуванні для інтенсифікації трубчастих теплообмінних поверхонь є кільцеві або спіральні періодичні виступи для штучної турбулізації газового потоку та вставки для безперервного закручування газового потоку.

Труби з кільцевою накаткою. Труби на зовнішній поверхні труби мають накатку, яка не призводить до збільшення зовнішнього діаметра. Для цього наносяться періодично розташовані кільцеві канавки. З внутрішнього боку труби утворюються кільцеві діафрагми з плавною конфігурацією. Ці канавки й діафрагми турбулізують потік в пристінному шарі і забезпечують інтенсифікацію теплообміну ззовні і всередині труб. Висоту турбулізаторів виконують на товщину примежового шару. Цей метод цілеспрямованої штучної турбулізації потоку в пристінній зоні заснований на періодичному створенні невеликих вихрових зон біля стінки, які є джерелом додаткової турбулізації потоку. Кільцева накатка характеризується такими геометричними параметрами: відносний діаметр виступів d_e / D_e , відносний крок виступів t / D_e , де t – крок виступів, м, d_e – внутрішній діаметр виступів, м, D_e – внутрішній діаметр гладкої поверхні димогарної труби, м, d_s – зовнішній

діаметр виступів, м, D_3 – зовнішній діаметр труб, м (рис. 1а).

Збільшення коефіцієнта тепловіддачі, Вт/(м² К) в трубці з кільцевими турбулізаторами порівняно з коефіцієнтом тепловіддачі в гладкій трубці можна оцінити за рекомендаціями [3] з урахуванням розширення діапазону застосування за дослідженнями ДНДІСТ [13]:

$$\frac{Nu_{км}}{Nu_0} = \left(1 + \frac{\lg(Re) - 4.6}{35} \right) \times \left(3 - 2e^{-18.2 \left(\frac{1 - \frac{d_3}{D_3}}{D_3} \right)^{1.13} \left(\frac{t}{D_3} \right)^{0.326}} \right) \quad (1)$$

де $Nu_{км}$, Nu_0 – число Нуссельта для трубки з турбулізаторами та гладкої трубки; Re_2 – число Рейнольдса для гладкої трубки.

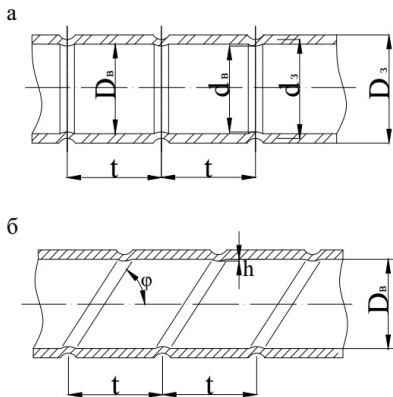


Рис. 1. Схеми труб з накатаними турбулізаторами: а – кільцевими; б – спіральними.

Труби зі спіральними виступами. Зовнішні канавки, які нанесені накаткою по спіралі вздовж трубки, утворюють внутрішні виступи, що викликають комбіновану інтенсифікацію газового потоку: турбулізацією потоку з руйнуванням пристінного примежового шару течії та закруткою примежового газового потоку під дією спіральної форми виступів. На інтенсивність цих процесів значно впливає розміщення виступів відносно осі трубки (величина кута φ між віссю трубки і поздовжньою віссю виступу). При малих кутах φ велике закручення потоку пригнічує турбулентність від виступів і знижує її вплив на теплообмін, а при великих φ закручення потоку мале, при цьому зростає вплив на потік відривної течії за виступом та інтенсифікацію турбулентних збурень, що супроводжують відрив. Геометричні параметри трубки зі спіральними виступами: відносна висота h / D_3 , відносний крок t / D_3 виступів, крок спіралі $S = nt$, кут $\varphi = \pi D_3 / S$, де t – крок між сусідніми

виступами вздовж твірної трубки, м, n – кількість заходів спіралі, h – висота виступів, м (рис. 1б).

При зменшенні кроку t , м, до мінімальної величини трубки мають гвинтоподібний профіль.

Труби з гвинтовими вставками. Ці труби застосовують у конвективних пакетах котлів із закрученими сталевими стрічками. Гвинтові вставки є безперервними завихрювачами потоку, тобто ступінь закрутки потоку вздовж трубки не зменшується. Це сприяє збільшенню середньої тепловіддачі, але при цьому гідравлічний опір збільшується внаслідок додаткових втрат на тертя на поверхні скрученої стрічки. Гвинтова поверхня скручених стрічок створює сукупність активної і пасивної порожнин. Активна частина гвинтової поверхні закручує потік. На ній проекція нормалі до гвинтової поверхні і проекція вектора аксіальної швидкості мають різні знаки. На пасивній частині ці знаки однакові.

При закручуванні потоку стрічкою в поперечному перерізі відбувається перетікання рідини від периферії до центру в результаті дії градієнта тиску. Це призводить до виникнення чотирьох вихрових областей, які турбулізують повністю весь потік. Така турбулізація разом з дією відцентрових сил зменшує товщину або руйнує примежовий шар, що сприяє інтенсифікації теплообміну. Застосування вставок виявляється найбільш ефективним в умовах високої температури газового потоку, де теплообмін збільшується за рахунок власного випромінювання вставки. У малометражних котлах застосовують конвективні труби із стрічками різної конфігурації: скручені, зігнуті і прямі, а також інші вставки, наприклад, циліндричної форми [12]. Гвинтові вставки в трубах характеризуються такими геометричними параметрами: S – крок гвинтової вставки, м, $S/d_{зав}$ – відносний крок, м, $d_{зав}$ – діаметр гвинтової вставки, м, $\delta_{зав}$ – товщина вставки, м, $D_{кр}$ – відносний діаметр кривини вставки, м, D_3 – внутрішній діаметр гладкої трубки, м, $d_{екв}$ – еквівалентний діаметр, м (рис. 2а).

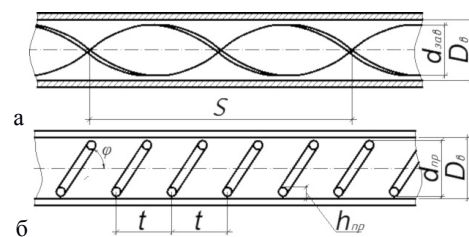


Рис. 2. Схеми труб з турбулізаторами – вставками: а – гвинтовими стрічковими; б – пружинними.

Збільшення коефіцієнта тепловіддачі, Вт/(м²·К) в трубі з гвинтовими стрічковими вставками порівняно з коефіцієнтом тепловіддачі в гладкій трубі, $\alpha_{зав} / \alpha_0$, можна оцінити за рекомендаціями [4, 10]:

$$\alpha_{зав} = Nu_{зав} \lambda_r / d_{екв}, \text{ Вт/(м}^2\text{·К);}$$

$$Nu_{зав} = 0,3 Re_c^{0,33} De^{0,27} Pr^{0,43}, \quad (2)$$

де $Nu_{зав}$ – число Нуссельта для труби з гвинтовими вставками; λ_r – коефіцієнт теплопровідності димових газів; De – критерій Діна; Pr – критерій Прандтля.

Труби з пружинними вставками. Спіральні виступи в трубі утворюються за допомогою установки в неї пружинних вставок з дроту. Більша ефективність цих вставок спостерігається при надійному тепловому контакті дроту з гладкою поверхнею труби, що краще забезпечується при великих кроках спіралі. При малих кроках залежно від товщини дроту (висоти виступів) можуть утворюватися застійні зони з повільною циркуляцією газового потоку зі значною молекулярною складовою переносу теплоти та імпульсу, що визначає загальне зниження інтенсивності теплообмінних процесів між потоком і стінкою. Геометричні параметри труби з пружинними вставками: відносна висота h / D_e , крок спіралі $S = n \cdot t$, м, кут φ , де t – крок, м, між сусідніми виступами вздовж твірної труби, n – число заходів спіралі, h – висота, м, виступів пружини (рис. 2б). Нова технологія змінної шорсткості в трубах [9] базується на використанні спіральної дротяної вставки, виготовленої зі сплаву з пам'яттю форми, яка змінює свою геометрію, а значить інтенсивність тепловіддачі, у результаті зміни температури газового потоку. При фіксованій відносній висоті шорсткості h / D_e спіральна дротова вставка змінює конфігурацію від стиснутої форми, яка займає малу частину довжини труби, до форми «розтягнутої пружини», яка має зазначені геометричні параметри при певному рівні нагріву. Таким чином, вставка зі сплаву з пам'яттю форми заданої шорсткості забезпечує зміну інтенсивності тепловіддачі в трубах при відповідних змінах режимних параметрів, що позитивно впливає на температуру поверхні труби.

Простим способом інтенсифікації теплообміну є збільшення швидкості руху газового потоку в димогарних трубах. Однак, при цьому способі швидко зростає аеродинамічний опір, а отже, і витрати енергії на двигуні вентиляторів чи димососів. Так, збільшення швидкості по-

току у два рази призводить до зростання тепловіддачі в 1,75 рази, а аеродинамічного опору – в 3,4 рази. Тобто, визначальним критерієм оптимізації є ефективність процесу теплообміну при заданому рівні енерговитрат на переміщення робочого середовища.

Наведені вище способи інтенсифікації теплообміну розглянуто при чистій трубній поверхні, що контактує з газовим потоком. Ступінь інтенсифікації суттєво може знижуватися у випадку забруднення теплообмінної поверхні сажею та пилом димових газів. Тому шляхи запобігання відкладень забруднень на внутрішній поверхні димогарних труб або їхнє періодичне очищення в процесі експлуатації можна віднести до важливих способів інтенсифікації теплообміну. Необхідно відзначити, що при виборі для практичного застосування того або іншого методу інтенсифікації теплообміну доводиться враховувати не тільки ефективність самої поверхні, але і технологічність її виготовлення та встановлення в складі конструкції котла, вимоги до міцності конструкції, ступінь та властивості можливого забруднення поверхонь, зручність та надійність експлуатації тощо.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є розрахунковий аналіз впливу ступеня забруднення конвективних поверхонь твердопаливних теплогенераторів з різними засобами інтенсифікації теплообміну в димогарних трубах на ефективність їхньої роботи під час експлуатації, а також, обґрунтування на підставі результатів аналізу та практичного досвіду необхідності та напрямків дослідження інтенсифікації теплообміну конвективних поверхонь (що підлягають забрудненню продуктами згорання твердого палива), для розробки рекомендацій щодо їхнього конструктивного рішення та ефективного застосування в експлуатаційних умовах.

Основна частина. Конструкції опалювальних теплогенераторів нового покоління забезпечують високі техніко-економічні показники роботи за рахунок: підвищення теплового навантаження топкового об'єму, огороженого газощільними поверхнями; максимальної відповідності форм топкового простору і факела палива, що горить; інтенсифікації теплообміну конвективної частини за допомогою турбулізаторів або профільних поверхонь; оптимальної швидкості руху продуктів згорання під тиском вентиляторів пального або під розрідженням димососа; автоматизованого (механізованого для твердопаливних котлів) керування процесом спалювання

палива. За конструкцією теплообмінної частини та топкової камери розрізняють такі основні типи водогрійних котлів: водотрубні, жаротрубно-димогарні, водотрубно-димогарні, панельно-димогарні, панельні. Твердопаливні теплогенератори невеликої теплопродуктивності до 4 МВт здебільшого компонується водотрубно-димогарними, панельно-димогарними або панельними котлами (рис. 3). Спалювання різних видів твердого палива здійснюється в шарових топках з ручним обслуговуванням або в механічних топкових пристроях залежно від виду палива і номінальної потужності, серед яких авторські [16, 17].

У котлах за схемами рис. 3а і рис. 3б конструкція конвективної частини складається з циліндричної обичайки, передньої і задньої трубних дощок, в які приварено димогарні труби. У трубах рухаються продукти згорання, а в міжтрубному просторі – теплоносій – вода. У конструкції котла за схемою рис. 3в вода тече в панелях конвективного пакету, а в щілинах між ними рухаються продукти згорання.

У даній роботі розглянуто авторські схеми котлів, у яких конвективні поверхні мають трубчасту форму. Розрахунковий аналіз конвективного теплообміну, який наведено нижче, виконано для твердопаливного теплогенератора теплопродуктивністю 0,63 МВт з водотрубно-димогарною схемою профілю [13-15]. Конструкція містить одноходовий конвективний пакет з димогарних труб діаметром 57x3,5 мм. Кількість димогарних труб у конвективному пакеті прийнято за умови забезпечення економічно доцільної швидкості димових газів (здебільшого $W = 6...12$ м/с), а необхідна для охолодження димових газів і досягнення нормативного коефіцієнта корисної

дії поверхня нагріву набирається довжиною труб. Переміщення продуктів згорання (температура близько 800 °С) з топкової камери до димогарних труб здійснюється в поворотній камері між корпусом і передньою кришкою котла. На виході димогарних труб димові гази через збірну камеру направляються в димоходи котельні. Підвищення конвективного теплообміну здійснюється завдяки кільцевим турбулізаторам на димогарних трубах або гвинтовим вставкам із сталевих профільних смуг завтовшки 2 мм. У розрахунках впливу забруднення конвективної поверхні на заміну коефіцієнта корисної дії теплогенератора прийнято коефіцієнти теплової ефективності трубчастих конвективних поверхонь при русі газів у трубах у межах $\psi_{kn} = 0,5...0,9$ відповідно до рекомендацій нормативного методу [2] та на підставі практичного досвіду експлуатації [17]. За результатами теплового й аеродинамічного розрахунку побудовано залежності зміни ККК твердопаливного теплогенератора від ступеня забруднення внутрішньої поверхні димогарних труб (рис. 4). спалюється кам'яне вугілля за умови роботи на природній тязі при розрідженні за котлом не вище нормативного значення – 70 Па.

Базовий варіант теплогенератора з кільцевою накаткою димогарних труб ($t/D_e = 1$, $d_g/D_e = 0,86$) забезпечує при $\psi_{kn} = 0,9$ коефіцієнт корисної дії не менше нормативного за класом 1 вимог $\eta_{m1} = 82\%$ (норми для класу 2 – 73%; для класу 3 – 63%) [2, 16]. За результатами розрахунку (рис. 4) видно, що ступінь забруднення конвективної поверхні – зміна чистоти внутрішньої поверхні димогарних труб в період між чищеннями суттєво впливає на ефективність роботи теплогенератора в умовах експлуатації.

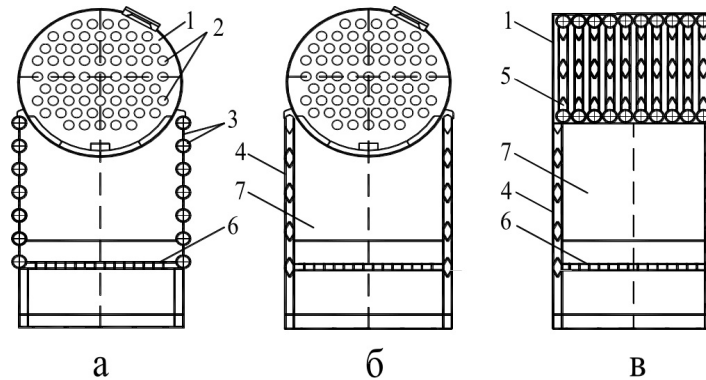


Рис. 3. Схеми профілів твердопаливних теплогенераторів:

- а – водотрубно-димогарний; б – панельно-димогарний; в – панельний;
 1 – конвективний пакет; 2 – димогарні труби; 3, 4 – газощільні топкові екрани: водотрубні, панельні;
 5 – панелі конвективного пакету; 6 – топковий пристрій шарового типу; 7 – камера згорання

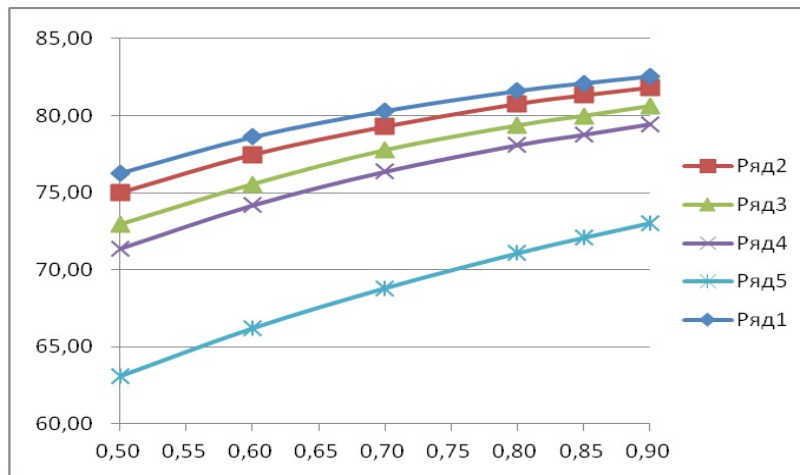


Рис. 4. Залежність коефіцієнта корисної дії η_m твердопаливного котла від коефіцієнта теплової ефективності трубчатої конвективної поверхні $\psi_{кп}$:
 1, 2 – труби з кільцевою накаткою, відповідно, $d_o/D_e = 0,86$ та $d_o/D_e = 0,90$;
 3, 4 – труби з гвинтовою вставкою, відповідно, $S = 0,2$ м та $S = 0,3$ м; 5 – гладка труба

Так, нарощування забруднення – зниження коефіцієнта теплової ефективності конвективної поверхні з 0,9 до 0,5 зумовлює зниження коефіцієнта корисної дії залежно від рівня інтенсифікації теплообміну в трубах для даної конструкції теплогенератора на 5...10 %. За прийнятих умов розрахунку більший вплив ступеня забруднення спостерігається для конструкції з нижчою ефективністю роботи. Додаткова інтенсифікація конвективного теплообміну за рахунок збільшення швидкості газового потоку в димогарних трубах незначно впливає на структуру залежностей $\eta_m = f(\psi_{кп})$. При цьому зменшується маса теплогенератора при зростанні аеродинамічного опору на транспортування газового потоку (не більше нормативного 570 Па). Так, для конструкції за варіантом 1 при зменшенні маси в 1,4 рази аеродинамічний опір зростає в 2,1 рази зі збереженням розрахункової величини $\eta_m = 82$ % при $\psi_{кп} = 0,90$.

Досягнення розрахункової величини ККД не менше 82 % для конструкції теплогенераторів з конвективним пакетом за варіантами 2...5 (рис. 4) здійснюється за рахунок нарощування конвективної поверхні, зокрема, збільшення довжини димогарних труб, що зумовлює зростання їхньої маси порівняно з масою M_1 базового варіанту 1. На рис. 5 показано, що відносний приріст металомісткості конструкції теплогенератора ($k_m = M_i / M_1$) залежить від ступеня конвективної інтенсифікації (для всіх варіантів розрахунковий ККД не менше 82 % при $\psi_{кп} = 0,90$). У цьому випадку для всіх варіантів конструкції конвективного пакету залежності η_m від $\psi_{кп}$ мають однакову структуру (крива 1 на рис. 4).

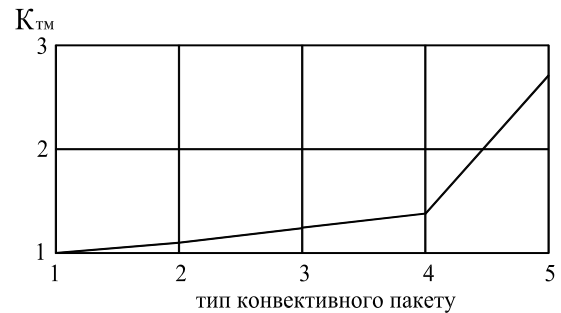


Рис. 5. Приріст металомісткості теплогенератора k_{tm} для різних варіантів конструкцій конвективного пакету (рис. 4)

В експлуатаційних умовах є важливим підтримувати стабільність параметрів роботи теплогенератора протягом тривалого періоду його використання при спалюванні різних видів твердого палива зі зміною теплового навантаження. Значний вплив на зниження розрахункових параметрів роботи теплогенератора має інтенсивність забруднення теплообмінних поверхонь та ступінь відновлення їхньої чистоти після періодичного чищення. Залежно від прийнятих розрахункових параметрів, за якими розроблено конструкцію теплогенератора, можна розглядати різні випадки підтримання експлуатаційного коефіцієнта корисної дії η_e , %, на рівні прийнятого нормованого η_n , %, залежно від зміни $\psi_{кп}$ за період між чищенням поверхонь (рис. 6).

Залежності 1 (рис. 6) зміни ККД в період T_1 , год, між чищенням теплообмінних поверхонь зображено при повному відновленні чистоти поверхонь до вихідної величини $\psi_{поч}$ після чергового чищення поверхні.

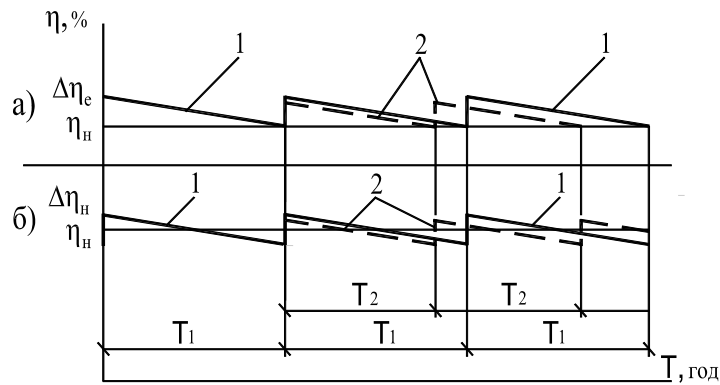


Рис. 6. Залежність тривалості періоду між чищеннями від ступеня відновлення чистоти поверхні нагріву при підтриманні експлуатаційного коефіцієнта корисної дії η_e , %:
 а – понад нормативний η_n , %; б – на рівні нормативного η_n , %, з допустимим відхиленням в обидва боки:
 1 – повне очищення; 2 – неповне очищення;

Разом з тим, практика експлуатації теплогенераторів на твердому паливі при спалюванні низькосортного палива, зміні теплового навантаження, збільшення частоти зупинок і пусків у роботу, а також наявності турбулізаторів підтверджує інтенсивне зростання забруднення поверхонь і підсилення утрудненості досягнення вихідної чистоти поверхні. Зокрема, в трубах з накаткою особливо інтенсивно забруднюються кільцеві чи спіральні виїмки, чищення яких після тривалої експлуатації утруднене. При цьому не досягається їхня вихідна чистота під час експлуатації. За неможливості при чищенні відновити початкову чистоту поверхонь нагріву, для забезпечення розрахункових параметрів роботи теплогенератора не менше нормативних необхідно зменшувати період між чищеннями до T_2 , год, (лінії 2 на рис.6). У випадку на рис. 6а, експлуатація теплогенератора здійснюється з $\eta_e \geq \eta_n$, %, за рахунок збільшення розрахункового коефіцієнта корисної дії η_p , встановленого при розробці конструкції теплогенератора, на величину $\Delta\eta_e$, що враховує зниження ефективності від забруднення теплообмінних поверхонь: $\eta_p = \eta_n + \Delta\eta_e$, %.

У випадку на рис. 6б, експлуатація здійснюється на рівні η_n з допустимим відхиленням його величини на $\pm \Delta\eta_n$, % (5...7 % від η_n , %): $\eta_p = \eta_n + \Delta\eta_n$, %. Для збереження економічно і практично обґрунтованого періоду T_1 , год, між

чищеннями потрібно при розробці конструкції теплогенератора передбачати додатковий запас розрахункового коефіцієнта корисної дії $\Delta\eta_p$, що врахує зниження ефективності під час неповного відновлення початкової чистоти теплообмінних поверхонь від забруднення теплообмінних поверхонь. На структуру наведених залежностей впливає багато факторів: конструктивних, режимних, схем організації спалювання твердого палива, його виду і якості тощо. Отримання уточнених величин $\Delta\eta_e$, %, $\Delta\eta_p$, %, для виконання практичних розрахунків можливе за результатами досліджень, проведених в умовах наближених до експлуатаційних.

Висновки. Ефективність використання твердого палива суттєво залежить від стану поверхонь нагріву протягом їхньої експлуатації. Ступінь і властивості забруднення визначають періодичність чищення поверхонь та їхню конструкцію на стадії розробки теплогенератора. Уточнення вихідних даних щодо впливу забруднення при спалюванні твердого палива різної якості в теплогенераторі з різними способами інтенсифікації конвективного теплообміну з урахуванням конструктивних і режимних параметрів є важливим завданням подальших лабораторних і експлуатаційних досліджень.

Література

1. Паливно-енергетичні ресурси України. Статистичний збірник. – Державний Комітет статистики України. – Київ, 2009 р. – 444 с.
2. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). – Санкт-Петербург, 1998. – 257 с.
3. Кошкин В. К. Теплообменные аппараты и теплоносители (теория и расчет) / В. К. Кошкин, Э. К. Калинин. – Москва: Машиностроение, 1971. – 200 с.
4. Щукин В. К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил / В. К. Щукин. – Москва: Машиностроение, 1980. – 240 с.
5. Мигай В. К. Повышение эффективности современных теплообменников / В. К. Мигай. – Ленинград: Энергия, 1980. – 144 с.
6. Калинин Э. К. Интенсификация теплообмена в каналах / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, С. А. Ярхо. Москва: Машиностроение, 1990. – 208 с.
7. Дрейцер Г. А. О некоторых проблемах создания высокоэффективных трубчатых теплообменных аппаратов / Г. А. Дрейцер // Новости теплоснабжения. – 2004. – №5.
8. Горшенин А. С. Методы интенсификации теплообмена: учебн. пособ. / А. С. Горшенин. – Самара: Самарский государственный технический университет, 2009. – 82 с.
9. Попов И. А. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена. Интенсификация теплообмена /И. А. Попов, Х. М. Махьянов, В. М. Гуреев. – Казань: Центр инновационных технологий, 2009. – 560 с.
10. Лаптев А. Г. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов : коллективная монография : учебно-справочное пособие / А. Г. Лаптев, Н. А. Николаев, М. М. Башаров. – Москва: Теплотехник, 2011. – 335 с.
11. Письменный Е. Н. Расчет конвективных поперечно-оребрённых поверхностей нагрева. Сборник расчетов / Е. Н. Письменный. – Киев: Альтерпрес, 2003. – 184 с.
12. Степанов Д. В. Енергетична та екологічна ефективність водогрійних котлів малої потужності / Д. В. Степанов, Л. А. Боднар. – Вінниця: ВНТУ, 2011. – 148 с.
13. Макаров А. С. Сучасне енергозберігаюче обладнання для опалювальних котелень / А. С. Макаров, М. П. Сенчук // Будівельні матеріали, виробництво та санітарна техніка. – Київ, 2000. – № 15. – С. 121-124.
14. Правила технічної експлуатації систем теплопостачання комунальної енергетики України. – Київ: Державний комітет будівництва, архітектури та житлової політики України, 1999.
15. Сенчук М. П. Спалювання низькосортного твердого палива в теплогенераторах систем автономного і децентралізованого теплопостачання/ М.П. Сенчук// Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : наук.-техн. зб. / Київський національний університет будівництва і архітектури. – 2018. – Вип. 25. – с. 25-30.
16. ГОСТ 30735-2001. Котлы отопительные водогрейные теплопроизводительностью от 0,1 до 4 МВт. – Введен с 2003-01-01. – Москва: ИПК Издательство стандартов, 2001. – 30 с.
17. Сенчук М. П. Підвищення ефективності використання твердого палива в теплогенераторах для системи теплопостачання: автореф. дис. ... канд. техн. наук.: 05.23.03 / Сенчук М. П.; Міністерство освіти і науки України, Київський державний технічний університет будівництва і архітектури. – Київ, 1997. – 20 с.

References

1. *Palyvno-enerhetychni resursy Ukrainy. Statystychnyi zbirnyk.* Derzhavnyi Komitet statystyky Ukrainy, 2009.
2. *Teplovoi raschet kotlov (normativnyi metod).* – Sankt-Peterburg, 1998.
3. Koshkin V. K., Kalinin E. K. *Teploobmennye apparaty i teplonositeli (teoriia i raschet).* Mashinostroenie, 1971.
4. Shchukin V. K. *Teploobmen i gidrodinamika vnutrennikh potokov v poliakh massovykh sil.* Mashinostroenie, 1980.
5. Migai V. K. *Povyshenie effektivnosti sovremennykh teploobmennikov.* Energiia, 1980.
6. Kalinin E. K., Dreitser G. A., Yarkho S. A. *Intensifikatsiia teploobmena v kanalakh.* Mashinostroenie, 1990.
7. Dreitser G. A. “O nekotorykh problemakh sozdaniia vysokoeffektivnykh trubchatykh teploobmennyykh apparatov.” *Novosti teplosnabzheniia*, no. 5, 2004.
8. Gorshenin A. S. *Metody intensifikatsii teploobmena.* Samarskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet, 2009.
9. Popov I. A., Makhianov Kh. M., Gureev V. M. *Fizicheskie osnovy i promyshlennoe primeneniye intensifikatsii teploobmena. Intensifikatsiia teploobmena.* Tsentr innovatsionnykh tekhnologii, 2009.
10. Laptev A. G., Nikolaev N. A., Basharov M. M. *Metody intensifikatsii i modelirovaniia teplomassoobmennyykh protsessov.* Teplotekhnik, 2011.
11. Pismennyi E. N. *Raschet konvektivnykh poperechno-orebrennykh poverkhnostei nagreva. Sbornik raschetov.* Alterpres, 2003.
12. Stepanov D. V., Bodnar L. A. *Enerhetychna ta ekolohichna efektyvnist vodohriinykh kotliv maloi potuzhnosti.* VNTU, 2011.
13. Makarov A. S., Senchuk M. P. “Suchasne enerhozberihaiuche obladnannia dlia opaliuvalnykh kotelen.”

Budivelni materialy, vyrobyu ta sanitarna tekhnika, no 15, 2000.

14. *Pravya tekhnichnoi ekspluatatsii system teplopostachannia komunalnoi enerhetyky Ukrainy*. Derzhbud Ukrainy, 1999.

15. Senchuk M. P. "Spaliuvannia nyzkosortnoho tverdoho palyva v teploheneratorakh system avtonomnoho i det-sentralizovanoho teplopostachannia." *Ventyliatsiia, osvittennia ta teplohadopostachannia: Naukovo-tekhnichni zbirnyk*, Iss. 25, Kyiv National University of Construction and Architecture, 2018, pp. 25-30.

16. *Kotly otopitelnye vodogreinye teploproizvoditelnostiu ot 0,1 do 4 MBt*. GOST 30735-2001, IPK Izdatelstvo standartov, 2001.

17. Senchuk M. P. *Pidvyshchennia efektyvnosti vykorystannia tverdoho palyva v teploheneratorakh dlia systemy teplopostachannia*. Diss. abstract. Kyiv National University of Construction and Architecture, 1997.

УДК 662.6

Эксплуатационная эффективность работы твердотопливных теплогенераторов небольшой мощности

М.П. Сенчук¹, А.И. Корогод²

¹к.т.н., доц. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, smp21@ukr.net,
ORCID: 0000-0001-8968-7336

²асп. Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина, mega.korogod2010@ukr.net.

Аннотация. В статье рассмотрена проблема негативного влияния загрязнения поверхностей нагрева твердотопливных теплогенераторов на эксплуатационную эффективность их работы. Показано, что влияние загрязнения теплообменных конвективных поверхностей, в частности трубчатого типа, при разработке теплогенераторов учитывается нормативными коэффициентами тепловой эффективности, величина которых усреднённая и не учитывает особенности конструкции конвективного пакета, различные способы интенсификации, а также различия процесса горения, различных видов и качества твёрдого топлива. Проанализированы известные способы интенсификации конвективного теплообмена, отмечены и описаны особенности конструкции распространённых интенсификаторов в дымогарных трубах теплогенераторов небольшой тепловой мощности и описано их компоновку с различными типами водогрейных котлов: жаротрубно-дымогарными, водотрубно-дымогарными и панельными. Проведены расчётные исследования влияния степени загрязнения дымогарных труб при различных уровнях и способах интенсификации теплообмена на экономические показатели твердотопливного теплогенератора. Проанализировано для конструкции с водотрубно-дымогарной схемой профиля влияние степени загрязнения дымогарных труб: гладких, с кольцевой накаткой и с винтовыми ленточными вставками на величину коэффициента полезного действия теплогенератора. Рассмотрена взаимосвязь между конструктивными решениями на стадии разработки теплогенератора и условиями его эксплуатации на топливах различного качества, в частности необходимости учёта степени восстановления чистоты теплообменных поверхностей при их периодической чистки с целью обеспечения нормативных эксплуатационных показателей длительной работы твердотопливного теплогенератора.

Ключевые слова: твердотопливный котёл, топочное устройство, поверхности нагрева, конвективный пакет, дымогарные трубы, загрязнение теплообменных поверхностей, турбулизаторы газового потока.

UDC 662.6

Operational Efficiency of Solid-Fuel Heat Generators of Low Heat Production

M. P. Senchuk¹, A. I. Korogod²

¹PhD, associate professor. Kiev National University of Construction and Architecture, Kiev, Ukraine, smp_21@ukr.net,
ORCID: 0000-0001-8968-7336

²Post-graduate student. Kiev National University of Construction and Architecture, Kiev, Ukraine, mega.korogod2010@ukr.net.

Abstract. In the article the problem of the negative influence of pollution of heating surfaces of solid-fuel heat generators on the operational efficiency of their work is considered. It is shown that the influence of the contamination of heat exchanging convective surfaces, in particular tubular type, in the design of heat generators is taken into account by normative coefficients of thermal efficiency, the magnitude of which is averaged and does not take into account the features of the design of the convective package, different methods of intensification, as well as the differences in the combustion process of different types and the quality of solid fuel. The well-known methods of intensification of convective heat exchange are analyzed, features of the design of the most common intensifiers in flue pipes in heat generators of small heat output are described and their arrangement with different types of water-heating boilers is described: fire-tube, flame-fired, water-tube and fire-tube and panel. Calculated studies of the influence of the degree of pollution of flue pipes on different levels and methods of intensification of heat exchange on the economic parameters of solid-fuel heat generator. The structure of the water pipe and flue system profile was analyzed for the effect of the degree of pollution of the flue pipes: smooth, with ring knitting and with screw ribbon inserts on the magnitude of the efficiency of the heat generator. Influence of the degree of contamination of flue pipes: for smooth, with ring knitting and with screw ribbon inserts on the magnitude of the efficiency of the heat generator; was analyzed for the structure with the water pipe and flue system of the profile. The relationship between constructive solutions at the stage of development of the heat generator and conditions of its operation on fuels of different quality, in particular; the need to take into account the degree of restoration of the purity of heat exchange surfaces during their periodic cleaning, is considered in order to provide normative performance indicators for the long-term operation of the solid-fuel heat generator.

Keywords: solid fuel boiler, furnace, heating surface, convection packet, flue pipes, pollution of heat exchange surfaces, turbulators of gas flow.

Надійшла до редакції / Received 02.08.2018