

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ВОДОГРІЙНИХ КОТЛІВ СЕРЕДНЬОЇ ПОТУЖНОСТІ НА ТРІСЦІ ДЕРЕВИНИ

¹Вінницький національний технічний університет

Проведено дослідження показників водогрійного котла потужністю 1800 кВт для спалювання тріски деревини. Проаналізовано літературні джерела щодо методик розрахунку водогрійних котлів середньої потужності на твердому біопаливі. Зазначено, що впровадження котлів на твердому біопаливі сприятиме заміщенню викопних видів палива, оновленню наявного обладнання для спалювання рослинної твердої біомаси, розвитку виробництва нового обладнання та його вдосконалення. Показано, що в сучасній літературі вкрай обмаль інформації щодо методів розрахунку котлів середньої потужності на твердій біомасі, а наявна інформація не систематизована і не узагальнена. Показано, що в Нормативному методі теплового розрахунку котлоагрегатів відсутня інформація щодо особливостей розрахунку котлів на твердій біомасі, а саме: відсутні рекомендації з розрахунку теплообміну в топці котла, в теплообміннику з інтенсифікованим теплообміном для котлів на твердій біомасі. Досліджено вплив частки виносу золи, коефіцієнта надлишку повітря, вологості деревини, коефіцієнта A_{ash} на температуру димових газів на виході з котла і порівняно з даними експлуатації. Запропоновано особливості розрахунку водогрійного котла на трісці деревини. Порівняно розрахункові показники температури газів на виході з котла з даними, отриманими під час експлуатації. Показано, що в літературних джерелах обмаль інформації щодо рекомендованих значень теплової напруги дзеркала горіння для сучасних способів спалювання рослинної твердої біомаси. Вказано, що дослідження процесів спалювання твердої біомаси і розробка методик розрахунку, формування бази даних з необхідними для розрахунків коефіцієнтами є досить актуальним завданням.

Вказано, що на цьому етапі досліджень методу розрахунку теплообміну в топці котла, наведену в нормативному методі теплового розрахунку котлоагрегатів варто використовувати для розрахунку водогрійних котлів середньої потужності. Незважаючи на спрощення, закладені в математичну модель, результати розрахунків і даних експлуатації відрізняються несуттєво.

Ключові слова: тріска деревини, водогрійний котел, коефіцієнт корисної дії, температура відхідних газів, коефіцієнт теплової ефективності, інтенсифікація теплообміну.

Вступ

Заміщення викопних видів палив твердою біомасою є важливим завданням сьогодення. Наразі найвикористовуванішими є такі види твердої біомаси: тріска деревини, гранули (лушпиння соняшника, солома), брикети, солома в тюках, енергетичні культури, тощо. Як зазначено в роботі [1] широке впровадження об'єктів генерації на твердій біомасі сприяє залученню сучасних передових технічних рішень у сферу теплозабезпечення, оновленню технологічних парків наявного обладнання, розвитку виробництва нового обладнання, діяльності з його монтажу та обслуговування. Залежно від виду біомаси, її складу, вологості, теплоти згорання, розміру частинок, насипної густини та зольності, властивості золи плавитись чи спікатись, використовують різні технології спалювання [2]. В зв'язку з цим, виникає завдання з розробки методик розрахунку котлів на твердій біомасі з різними технологіями спалювання. Як зазначено в роботі [3], темпи впровадження таких котлів випереджають науково-технічне забезпечення їх розробки. Автори [4] також зазначають, що розробка котлів на деревних гранулах часто оснований на досвіді, отриманому емпіричним шляхом, тому розробка є тривалою і вартісною. У вітчизняній літературі вкрай обмаль інформації щодо експериментальних досліджень котлів малої та середньої потужності на твердій біомасі та рекомендацій стосовно їх проектування та розрахунку. В роботі [5] запропоновано в загальному вигляді модель розрахунку твердопаливного котла потужністю до 100 кВт, що заснована на нор-

мативному методі розрахунку, але зазначено, що модель не апробована. Авторами [5] поставлено задачу виконати розрахунок за розробленою моделлю та порівняти з результатами випробувань котла. В роботі [6] експериментальним шляхом визначено розрахункові характеристики ретортних топок у разі роботи на різних видах деревного палива з різною вологістю і фракційним складом. Дослідження проводились для котлів потужністю 100 кВт. Отримані в роботі [6] дані є основою для конструювання промислових топкових пристроїв більшої потужності. В роботі [7] описано спроектовану конструкцію котла на біомасі потужністю 600 кВт. Котел спроектовано для підігрівання термоолії для ORS-циклу. Конструкція топки створена на основі аналітичних розрахунків, а розміщення сопел для подавання повітря в котел виконано на основі CFD моделювання в програмному забезпеченні ANSYS. В роботі надано теоретичні рекомендації щодо раціональної конструкції котла: щодо виконання колосникової решітки, щодо розміщення сопел для подачі повітря, щодо шляхів організації двоходового руху газів в топці.

На основі експериментальних даних, авторами запропоновано методику розрахунку газогенераторного водогрійного котла на деревині [8]. В роботі [9] авторами експериментально досліджено показники роботи повітряного теплогенератора потужністю 1500 кВт, що працює на соломі, а також запропоновано особливості розрахунку таких котлів.

Наявна в літературі інформація щодо експериментальних досліджень показників котлів потребує систематизації та узагальнення.

Наразі в Україні для розрахунку парових і водогрійних котлів використовується Нормативний метод теплового розрахунку котлоагрегатів (НМ). Нормативний метод розроблено для проектувальників, конструкторів, інженерно-технічного персоналу ТЕС та котелень і в 3-й редакції опубліковано в 1998 році. З того часу з'явилося багато різноманітних конструкцій котлів на твердій біомасі, для яких відсутні методики розрахунку. Як показали дослідження, застосування НМ для розрахунку котлів малої і середньої потужності, особливо на твердій біомасі, без певної адаптації і корекції неможливо.

Метою роботи є аналіз методів розрахунку водогрійних котлів середньої потужності на твердому біопаливі, дослідження показників роботи водогрійного котла потужністю 1800 кВт на трісці деревини, порівняння результатів з даними експлуатації котла, розробка рекомендацій щодо розрахунку.

Результати дослідження

Водогрійний котел встановлено на одному з підприємств м. Вінниця. Як паливо використовується тріска деревини. Температурний режим котла 90/70 °С. Потужність котла становить 1800 кВт. На рис. 1 показано конструкцію топки котла. Топка має обмурівку з вогнетривкою цегли і екранована трубами діаметром 60 мм. Відношення кроку екранних труб до зовнішнього діаметра s/d становить 2,545. Варто зазначити, що аналогічний параметр для котла Е-12-1,4-250 становить 1,08, БКЗ-75-39ФБ — 1,5, а для БМ-35М — 1,83. Тобто міра екранування топки котла значно нижча ніж у відомих конструкціях. Теплообмінник котла двоходовий, газотрубний, складається з 152 труб довжиною 2370 мм, діаметром 65/71 мм. Виконання теплообмінника — горизонтальне, тип інтенсифікатора — скручена стрічка з кроком 5,45.



Рис. 1. Внутрішня будова топки котла, що працює на трісці деревини

Згідно з даними експлуатації котла, температура газів на виході з котла коливається в межах 210...220 °С. На основі розробленої авторами математичної моделі проведено числові розрахунки

водогрійного котла. Отримані результати порівняно з даними експлуатації. Оскільки під час опалювального періоду вологість тріски деревини може змінюватись, то оцінено роботу котла на паливі з вологістю 20 та 40 %. Для розрахунків взято такий склад тріски на робочу масу за вологості 40 %: $C^p = 30,3$ %, $H^p = 3,6$ %, $O^p = 25,1$ %, $N^p = 0,4$ %, $W^p = 40$ %, $A^p = 0,6$ %, теплота згорання $Q_{\text{н}}^p = 10268$ кДж/кг; за вологості 20 %: $C^p = 30,3$ %, $H^p = 3,6$ %, $O^p = 25,1$ %, $N^p = 0,4$ %, $W^p = 40$ %, $A^p = 0,6$ %, $Q_{\text{н}}^p = 14525$ кДж/кг. Коефіцієнт надлишку повітря в числових дослідженнях варіювався від 1,3 до 1,6. Втрати теплоти з хімічним недопалюванням $q_3 = 1,5$ %, механічним — $q_4 = 0,5$ %, втрати в навколишнє середовище поверхнями котла $q_5 = 3$ %. Розміри топки та теплообмінника взято згідно з замірами.

Розрахунок теплообміну в топці виконано згідно з НМ, але з певними спрощеннями. Для розрахунку коефіцієнта поглинання променів частинками золи, $1/(m \cdot \text{МПа})$

$$k_{ash} \cdot \mu_{ash} = \frac{10^4 \cdot A_{ash}}{\sqrt[3]{(T_t^m)^2}} \frac{\mu_{ash}}{1 + 1,2 \cdot \mu_{ash} \cdot s}, \quad (1)$$

де A_{ash} — необхідний коефіцієнт, табличне значення якого становить від 0,6 для торфу до 1 для антрацитового штибу.

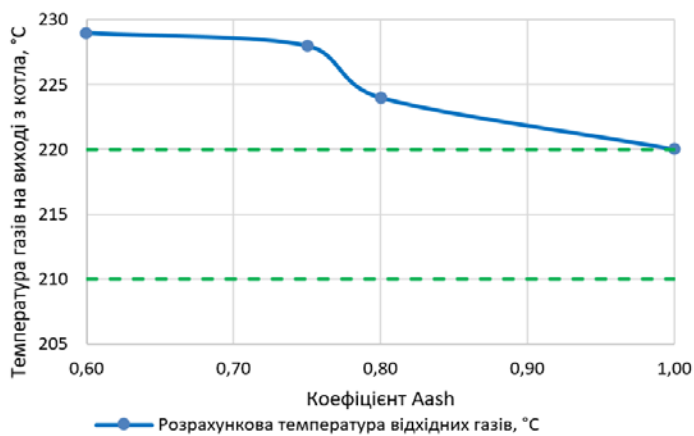


Рис. 2. Вплив коефіцієнта A_{ash} на значення температури відхідних газів

Але значення цього коефіцієнта для твердої біомаси в літературі не наводиться. Для розрахунків взято $A_{ash} = 0,6$ як для торфу. На рис. 2 оцінено вплив коефіцієнта A_{ash} на розрахункову температуру відхідних газів та порівняно отримані результати з даними, отриманими під час експлуатації. Взято такі значення A_{ash} : 0,6 — торф, 0,75 — сланці, буре вугілля, 0,8 — кам'яне вугілля, 1 — антрацитовий штиб). Коефіцієнт надлишку повітря в топці взято 1,4.

Як показали дослідження, найбільші відхилення розрахункових даних і експлуатаційних становлять 3,9...8,3 %. Отримані результати свідчать про незначний вплив коефіцієнта A_{ash} на температуру газів.

Варто зазначити, що тріска деревини має низьку зольність (0,6 %), в той час як лушпиння соняшника 2,4 %, солома 4,5 %, лушпиння рису 19,5 %. Тому дослідження процесів спалювання твердої біомаси і розробка методик розрахунку, формування бази даних з необхідних для розрахунку коефіцієнтів є досить актуальним завданням.

Варто також зазначити, що в котлі реалізоване двостадійне спалювання палива, коли вся необхідна для горіння кількість повітря розділена на два потоки: перший потік надходить під колосникову решітку, другий подається через отвори в стінках топки. В літературі чимало досліджень про позитивний вплив двостадійного спалювання на екологічні показники котлів. В роботі [10] вказано, що вторинне повітря посилює змішування димових газів з киснем, що сприяє спалюванню горючих газів. Автори зазначають [4], що за допомогою ефективної стратегії розподілення повітря в топці можна знизити викиди твердих частинок майже в 5 разів. Такий ефект пояснюють тим, що за рахунок малого коефіцієнта надлишку первинного повітря відбувається низька швидкість перетворення калію в леткі речовини. Разом з тим авторами не знайдено рекомендацій щодо розрахунку теплообміну в топці у разі двостадійного горіння палива. Тому розрахунок проводився за загальним коефіцієнтом надлишку повітря.

Для розрахунку коефіцієнта теплової ефективності екранів ψ , необхідне значення коефіцієнта ζ , що враховує зниження теплосприйняття екрану у разі його забруднення чи закриття його поверхні ізоляцією. Значення ζ залежить від типу екрана і виду палива і подано в таблиці 4.2 [10]. Його значення коливається від 0,1 до 0,65. В розрахунках взято $\zeta = 0,6$ як для настінних гладкотрубних екранів в шарових топках. Варто зазначити, що табличних значень цього коефіцієнта для твердої біомаси немає.

Досліджено також вплив частки винесення золи $a_{\text{вин}}$ на температуру відхідних газів (рис. 3). Частка виносу золи впливає на концентрацію золи в продуктах згорання і на коефіцієнт поглинання променів частинками золи $a_{\text{вин}}$. Тобто має вплив на випромінювальну здатність полум'я. Значення частки винесення золи в нормативному методі наводиться для камерних ($a_{\text{вин}} = 0,65 \dots 0,9$) і шарових топок ($a_{\text{вин}} = 0,1 \dots 0,5$). Значення коефіцієнта залежить від продуктивності котла, способу шлаковидалення, від типу палива, типу колосникової решітки (поворотні колосники, ланцюгова решітка прямого ходу, зворотного ходу). В сучасних водогрійних котлах середньої потужності на твердій біомасі використовують такі способи спалювання в шарі: на нерухомій решітці, на перештовхувальній решітці, на обертальній решітці, на рухомій решітці, на вібраційній решітці. Такий новий вид палива як пелети спалюють в ретортах, за допомогою стокерних пальників. Для вказаних способів спалювання твердої біомаси немає рекомендованих значень частки винесення золи. До того ж, топки сучасних котлів часто виготовляють двоходовими шляхом встановлення перегородки. Це також впливає на винесення золи з топки.

Для розрахунків взято $a_{\text{вин}} = 0,15 \dots 0,8$. Як впливає з результатів досліджень, за частки $a_{\text{вин}} = 0,15$, розходження між розрахунковою температурою газів і даними експлуатації становить $3,5 \dots 7,8$ %.

Під час опалювального періоду вологість тріски деревини може коливатись. В роботі [13] проаналізовано вплив вологості деревної тріски на процес горіння, на утворення викидів CO , NO_x та ККД котла. Протягом досліджуваного періоду (15 діб) вологість тріски коливалась від 34 до 44 %. При цьому авторами [13] досліджено, що зі зниженням вологості на 4 %, ККД котла зменшується на 1 %, що пов'язано зі збільшенням CO в димових газах з 60 мг/м^3 до 105 мг/м^3 , а отже втратами теплоти з хімічним недопалюванням. В роботі досліджено параметри роботи котла на трісці деревини робочою вологістю 20 та 40 %. При цьому втрати теплоти з хімічною неповнотою згорання взято для всього досліджуваного діапазону значень вологості деревини і коефіцієнта надлишку повітря 1,5 %. На рис. 4 показано результати розрахунків температури газів на виході з котла у разі

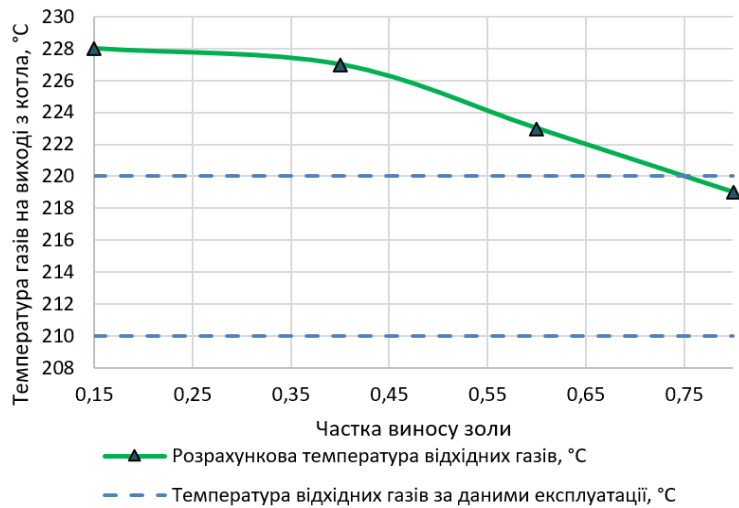


Рис. 3. Дослідження частки винесення золи на температуру відхідних газів

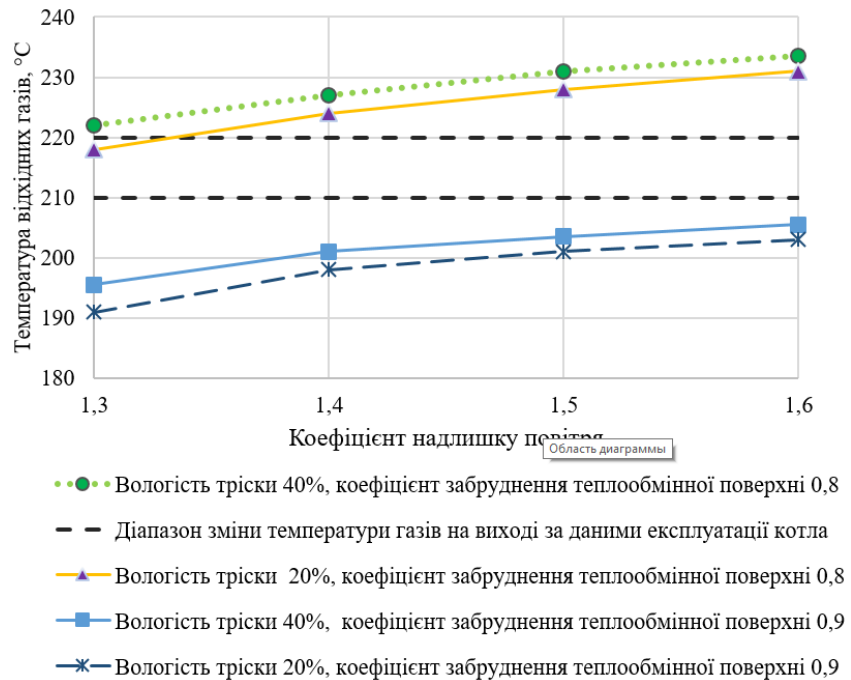


Рис. 4. Дослідження впливу коефіцієнта надлишку повітря на температуру відхідних газів залежно від вологості тріски деревини та коефіцієнта теплової ефективності теплообмінної поверхні

роботи на трісці деревини вологістю $W^p = 20\%$ і $W^p = 40\%$.

Коефіцієнт теплової ефективності поверхні взято $\phi = 0,8$ та $0,9$. Для розрахунку інтенсифікованого теплообміну в теплообміннику котла використано рекомендації, подані в монографії [3] та [11]—[12]. Отримані результати порівняно з даними експлуатації котла. Як впливає з рис. 4, для всього діапазону зміни коефіцієнта надлишку повітря, температура газів досить близька до $210\text{...}220\text{ }^\circ\text{C}$ (дані експлуатації котла). Для коефіцієнта надлишку повітря $1,3$, вологості тріски 20 і 40% , та $\phi = 0,8$ розрахункова температура становить $218\text{...}222\text{ }^\circ\text{C}$. В цілому, за даним и, отриманими під час відхилення від верхньої межі температури (для $W^p = 20\%$, $W^p = 40\%$, $\phi = 0,8$) становлять $0,9\text{...}5,8\%$, та від нижньої — $5,7\text{...}10,06\%$.

Для теплообмінної поверхні з $\phi = 0,9$, розрахункова температура знаходиться в межах від 191 до $205\text{ }^\circ\text{C}$ залежно від вологості палива. Відхилення від експлуатаційних даних становить $2,1\text{...}13,2\%$. Варто зазначити, що в котлах з горизонтальним розташуванням теплообмінника, проблема забруднення твердими частинками особливо актуальна. Сучасні виробники для очищення поверхні встановлюють системи пневмоочищення. В конструкції котла, що досліджується, автоматичних засобів очищення від золотого забруднення немає.

Теплова напруга колосникової решітки чи дзеркала горіння q_R є основним нормативним показником для розрахунку топкових пристроїв шарового процесу спалювання. На основі нормативного значення цього показника визначається площа колосникової решітки чи дзеркала горіння

$$R = \frac{Q}{q_R \cdot \eta_k}, \quad (2)$$

де Q — потужність котла, кВт, q_R — теплова напруга колосникової решітки або дзеркала горіння, кВт/м², η_k — ККД котла.

В [10] подано допустиме значення теплової напруги площі дзеркала горіння для механізованих топок (з пневмомеханічними закидачами і з ланцюговою решіткою прямого, зворотного ходу, для шахтно-ланцюгових топок тощо), що працюють на бурому, кам'яному вугіллі, антрациті, торфі. Допустиме значення q_R становить від 930 до 1850 кВт/м². Для котлів, що працюють на дровах, трісці, тирсі для котлів, які виготовлені в колишньому СРСР q_R знаходяться в межах $700\text{...}1400$ кВт/м². Для топок з затиснутим шаром системи Померанцева $q_R = 2300\text{...}5800$ кВт/м². В дисертації [6] за результатами досліджень, рекомендується брати теплове напруження дзеркала горіння не вище 2000 кВт/м² за нижчою теплою згорання, а теплове напруження активного топкового об'єму — не вище 300 кВт/м³.

Розрахункове значення q_R для розглянутої в цій роботі конструкції знаходиться в межах $493\text{...}526$ кВт/м², що менше ніж рекомендується для спалювання деревини.

Отже, як показали результати досліджень, метод розрахунку теплообміну в топці котла, описаний в Нормативному методі теплового розрахунку котлоагрегатів, варто використовувати для розрахунку водогрійних котлів середньої потужності. Незважаючи на вищезазначені спрощення, закладені в математичну модель, результати розрахунків і даних експлуатації відрізняються несуттєво.

Висновки

З огляду літературних джерел впливає, що наразі в Україні відсутня єдина нормативно-розрахункова база для інженерного розрахунку для всіх видів котлів (водогрійних, парових) на твердій біомасі. Похибки під час проектування і конструювання котлів можуть призвести до неефективної роботи котла, завищених показників викидів шкідливих речовин, а також до аварійних ситуацій. Тому експериментальні дослідження показників роботи котлів на різних видах твердої біомаси, що реалізують різні технології спалювання є актуальними і необхідними. Це дозволить сформулювати базу даних та рекомендації, необхідні для проектування.

В роботі досліджено вплив низки факторів, рекомендації щодо вибору яких не наведено в нормативних та інших джерелах, проте вони впливають на розрахункові показники ефективності роботи котла. Виявлено, що зміна коефіцієнта A_{ash} для розрахунку випромінювання газів в діапазоні $0,6\text{...}1,0$ призводить до зміни розрахункової температури відхідних газів на $3,6\%$. Зміна частки

виносу золи в межах 0,15...0,8 призводить до зміни температури відхідних газів на 4,1 %. Зі зміною коефіцієнта надлишку повітря від 1,3 до 1,6 зміна розрахункової температури відхідних газів становить до 6,7 %. Суттєвий вплив на температуру газів на виході з котла має коефіцієнт теплової ефективності теплообмінної поверхні трубного пучка ϕ . Для коефіцієнта $\phi = 0,8$ розрахункова температура газів становить 218...222 °С, тобто відхилення від експериментальних даних становлять 0,9...10,1 %. Для теплообмінної поверхні з $\phi = 0,9$ розрахункова температура відхідних газів становить 191...205 °С, а відхилення від експериментальних даних — 2,1...13,2 %.

Зіставлення результатів моделювання та експериментальних досліджень дозволяє зробити висновок, що тепловий розрахунок водогрійних котлів середньої потужності на трісці деревини може бути виконаний за використання Нормативного методу з урахуванням запропонованих рекомендацій.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Підготовка та впровадження проектів заміщення природного газу біомасою при виробництві теплової енергії в Україні. Практичний посібник, Г. Г. Гелетука, Ред. Київ, Україна: Поліграф плюс, 2016, 104 с.
- [2] T. Nussbaumer, "Low emission biomass combustion in automated boilers for heat and power," *IEA Bioenergy*, t. 32, 46 p. 2024. [Electronic resource]. Available: https://www.ieabioenergy.com/wp-content/uploads/2024/09/Nussbaumer_IEA-Bioenergy-Task32-Emissions-Report_2024_08_20.pdf.
- [3] Д. В. Степанов, і Л. А. Боднар, *Енергетична та екологічна ефективність водогрійних котлів малої потужності*, моногр. Вінниця, Україна: ВНТУ, 2011, 151 с.
- [4] T. Zdravac, B. Rajh, and F. Kokalj, "CFD modelling of air stages combustion in a wood pellet boiler using the coupled modelling approach," *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 20, December. 2020. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100715>.
- [5] А. П. Фалендиш, О. В. Клецька, і Є. А. Бітюра, «Модель розрахунку твердопаливного котла невеликої потужності.» *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*, вип. 166, с. 185-190, 2016.
- [6] Г. Г. Гелетука, «Науково-технічні засади виробництва енергії з біологічних видів палива.» дис. д-ра техн. наук, Інститут технічної теплофізики НАН України, Київ, 2021 р.
- [7] K. Ronewicz, T. Turzynski, and D. Kardas, "Design and distribution of air nozzles in the biomass boiler assembly," *Transactions of the institute of fluid-flow machinery*, no. 125, pp. 13-28, 2013.
- [8] L. A. Bodnar, D. V. Stepanov, and A. N. Dovgal, "Experimental investigations of the energy and environmental indices of operation of a low capacity combined gas producer and hot-water boiler," *Journal of engineering physics and thermophysics*, vol. 88, pp. 962-967, August, 2015. <https://doi.org/10.1007/s10891-015-1271-x>.
- [9] Л. А. Боднар, Д. В. Степанов, і Р. В. Сливко, «Експериментальні дослідження показників роботи теплогенератора потужністю 1500 кВт на соломі,» *Наукові праці Вінницького національного технічного університету*, № 1, 2017. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/view/497/494>.
- [10] М. М. Чепурний, Д. В. Степанов, і Є. С. Корженко, *Теплові розрахунки парогенераторів*. Вінниця, Україна: ВНТУ, 2005, 155 с.
- [11] Л. А. Боднар, «Раціональні методи інтенсифікації теплообміну в газотрубних котлах,» *Науково-технічний збірник «Сучасні технології матеріали і конструкції в будівництві»*, № 2, с. 93-98, 2018.
- [12] Л. А. Боднар, «Ефективність інтенсифікації теплообміну в теплогенераторі на щепі деревини,» *Всеукраїнський науково-технічний журнал. Техніка, енергетика, транспорт АПК*, № 4, с. 124-128, 2017.
- [13] M. Bosnjakovic, N. Veljic, and C. Soldan, "Influence of moisture content in wood chips on the boiler operation," *7 th international conference Vallis Aurea: research&innovation, Pozega-Slavonia, Croatia*, pp. 91-101, 2020. [Electronic resource]. Available: <https://hrckak.srce.hr/omp/index.php/fttr/catalog/view/18/17/1132>.

Рекомендована кафедрою теплоенергетики ВНТУ

Стаття надійшла до редакції 11.04 2025

Боднар Лілія Анатоліївна — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри теплоенергетики, e-mail: Bodnar06@ukr.net ;

Степанов Дмитро Вікторович — канд. техн. наук, доцент, завідувач кафедри теплоенергетики, e-mail: stepanovdv@ukr.net

Вінницький національний технічний університет, Вінниця

Specific Features of Calculation of Medium-Power Wood Chips Water Heating Boilers

¹Vinnitsia National Technical University

The paper studies the performance of a 1800 kW water heating boiler for burning wood chips. Literature information on methods for calculating medium-power water heating boilers using solid biofuels is analyzed. It is noted that the introduction of solid biofuel boilers will contribute to the replacement of fossil fuels, the renewal of technological parks of existing equipment, the development of the production of new equipment, and its installation and maintenance activities. It is shown that in modern literature there is very little information on the methods for calculating medium-power boilers on solid biomass, and the available information is not systematized and not generalized. It is shown that in the Normative Method for Thermal Calculation of Boiler Units there is no information on the features of calculating boilers on solid biomass, namely: there are no recommendations for calculating heat exchange in the boiler furnace, in a heat exchanger with intensified heat exchange for boilers on solid biomass. The influence of the ash removal fraction, excess air coefficient, wood moisture, and Ash coefficient on the temperature of flue gases at the boiler outlet and compared with operating data were investigated. The features of calculating a wood chip water heating boiler were proposed. The calculated gas temperature indicators at the boiler outlet were compared with operating data. It was shown that there is little information in the literature on the recommended values of the thermal stress of the combustion mirror for modern methods of burning solid plant biomass. It was indicated that the study of solid biomass combustion processes and the development of calculation methods, the formation of a database on the coefficients required for calculation are quite relevant tasks.

It was indicated that at this stage of research, the method for calculating heat transfer in the boiler furnace, given in the normative method of thermal calculation of boiler units, should be used for calculating medium-power water heating boilers. Despite the simplifications incorporated in the mathematical model, the results of calculations and operating data do not differ significantly.

Keywords: wood chips, hot water boiler, efficiency, exhaust gas temperature, coefficient of thermal efficiency, heat transfer intensification.

Bodnar Liliia A. — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Chair of Thermal Power Engineering, e-mail: Bodnar06@ukr.net ;

Stepanov Dmytro V. — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Head of the Chair of Thermal Power Engineering, e-mail: stepanovdv@ukr.net