УДК 551.582
DOI: 10.33070/etars.4.2023.06

***Басок Б.І.*[1,2]**, *докт. техн. наук, проф., чл.-кор. НАН України, ORCID: 0000-0002-8935-4248,* ***Дубовський С.В.*[1]**, *докт. техн. наук, ORCID: 0000-0001-9418-2092,* ***Пастушенко Е.П.*[2,3]**, ***Мороз М.В.*[1]**, *ORCID: 0000-0001-5079-6340,* ***Веремійчук Г. М.*[1]**

[1] ***Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України, Київ***
вул. Марії Капніст, 2а, 03057 Київ, Україна, e-mail: borys.basok@gmail.com
[2] ***Національна асоціація України по тепловим насосам, Київ***
вул. Марії Капніст, 2а, 03057 Київ, Україна, e-mail: pastushenko@vde.com.ua
[3] ***ТОВ «Теплові насоси ВДЕ», Київ***
вул. Регенераторна, 4, корп. 3, офіс 40, 02160 Київ, Україна, e-mail: pastushenko@vde.com.ua

Активна утилізація теплоти димових газів біопаливного котла

Надано стислий аналіз зовнішніх умов та трендів використання біомаси шляхом спалювання в котельних установках систем централізованого теплопостачання в ЄС та в Україні. Відзначено домінуючу роль деревної сировини та необхідність удосконалення технологій її використання з огляду на обмеженість наявного ресурсу та високу значущість для декарбонізації теплопостачання та забезпечення самодостатності місцевих систем теплової енергетики. Надано характеристику стану техніко-економічних досліджень технологій підвищення енергетичної ефективності спалювання зволоженої деревної тріски на основі глибокої утилізації теплоти вихідних газів котлів на біомасі з використанням теплових насосів. Запропоновано імітаційно-оптимізаційну модель активної утилізації, яка дає можливість визначити раціональні значення встановленої та робочої потужності конденсаційних економайзерів та теплових насосів з огляду на теплотехнічні характеристики палива, енергетичні характеристики котла та теплових насосів, кліматичні дані, температурні графіки теплопостачання, технологічні обмеження за економічними критеріями: максимуму прибутку, мінімуму рівноважної вартості теплоти. Наведено приклад розрахунку складу та режимів роботи обладнання активної утилізації теплоти вихідних газів біопаливного опалювального котла на деревній тріщі впродовж опалювального сезону залежно від цін на паливо, електричну енергію та обладнання. Показано, що оптимізація встановленої потужності обладнання дає можливість підвищити тепловий коефіцієнт корисної дії на 24 % та майже вдвічі знизити термін окупності теплової системи. *Бібл. 32, рис. 8, табл. 2.*

Ключові слова: глибока утилізація, конденсаційний економайзер, тепловий насос, біомаса, деревна тріска, техніко-економічний аналіз, оптимізація режимів та потужності.

Спалювання відновлюваної органіки та відходів (дрова, відходи лісового господарства, деревообробки, целюлозно-паперової промисловості, аграрно-промислового сектора, побутові відходи тощо) у котельних установках є сьогодні головним джерелом відновлюваної енергії для систем централізованого теплопостачання (СЦТ) та водночас головним інструментом зменшення вуглецевого сліду таких систем та зниження залежності від імпорту палива.

Починаючи з 2000 р., біоенергетика ЄС розвивалася з середнім річним темпом 5 %, і сьогодні спалювання біомаси та відходів забезпечує близько 60 % виробництва енергії з відновлювальних джерел та 17 % кінцевого споживання енергії загалом. У 2016 р. в ЄС було використано близько 115,7 млн т н.е. енергії біомаси, 74,5 % якої витрачено на виробництво теплоти та 13,4 % на виробництво електричної енергії, у тому числі на ТЕЦ СЦТ.

Основним видом енергетичної біомаси (60 %) є деревина первинного та вторинного походжен-

© Басок Б.І., Дубовський С.В., Пастушенко Е.П., Мороз М.В., Веремійчук Г. М., 2023

ня. Використання біомаси для потреб СЦТ найбільш поширене у країнах Скандинавії та Прибалтики. У решті країн, таких як Франція та Німеччина, біомаса використовується переважно індивідуальними котлами та пічами [1].

В Україні, згідно з даними Української асоціації біоенергетики (UABIO), спалювання біомаси забезпечує 70 % сукупного споживання енергії з відновлюваних джерел [2]. Станом на 2019 р. 2/3 біомаси та відходів (близько 1,855 млн т н.е.) було використано у побутовому секторі, 1/3 (0,944 млн т н.е.) — для централізованого виробництва теплоти та електричної енергії на ТЕЦ (0,154 млн т н.е.) та котельних СЦТ (0,790 млн т н.е.). Це дало можливість замістити близько 4 млрд м^3 природного газу та скоротити парникові викиди на 8 млн т CO_2-екв. [2]. Домінуючим видом палива (81 %), що забезпечує цей внесок, є деревна біомаса у вигляді дров, механічно подрібнених частин дерев (тріска) та відходів деревообробки, спалювання яких у великих обсягах є найбільш зручним [2]. За даними Держенергоефективності України, частка біомаси у кінцевому споживанні становить 1,78 %, або 2 млн т у.п., з них деревина — майже 80 % [3].

Перспективність використання енергетичної біомаси як парниково-нейтрального джерела відновлюваної енергії для декарбонізації та укріплення енергетичної безпеки систем постачання теплоти й холоду визначаються у програмних документах: зокрема в ЄС у новій редакції Директиви з розвитку відновлюваної енергетики (RED III) [4], оприлюднення якої очікується у 2023 р.; у проекті Національного плану дій з розвитку відновлюваної енергетики на період до 2030 р. [5], розробленого в Держенергоефективності України; в наукових прогнозних дослідженнях [6].

Водночас подальший розвиток використання енергетичної деревини стикається з обмеженістю наявних лісових ресурсів, а також із запровадженням дедалі більш жорстких «критеріїв сталості» до джерел сировини. Згідно з вимогами Директиви ЄС щодо підтримання відновлюваної енергетики (RED II), такі критерії стосуються котельних установок СЦТ потужністю від 20 МВт, зокрема потребують підтвердження походження деревини постачальниками з гарантіями щодо відсутності порушень біорізноманіття та належного рівня регенерації лісів. У теперішній час готується до друку чергова редакція Директиви (RED III), яка спрямована на досягнення нової амбітної мети ЄС щодо скорочення викидів парникових газів на 55 % у 2030 р., в тому числі доведенням частки ВДЕ у кінцевому споживанні енергії до 55 %. Очікується, що вона підтвердить належність теплової біоенергетики до відновлюваних джерел енергії лише за умов відповідності певним критеріям сталості та стійкості. Однак, судячи з первинних пропозицій Європейського парламенту [4] та Європейської комісії [7], висунутих на обговорення зацікавленими сторонами, RED III, вірогідно, буде містити додаткові обмеження на досяжні ресурси енергетичної біомаси та подальші можливості неринкової економічної підтримки технологій енергетичного використання деревини.

Безумовно, це підвищить актуальність вимоги RED II, яка визначає, що «паливо з біомаси має ефективно перетворюватися на електроенергію та теплоту, щоб максимізувати енергетичну безпеку та скоротити викиди парникових газів, а також обмежити викиди забруднювачів повітря та мінімізувати тиск на обмежені ресурси біомаси» [8].

Технології активної утилізації

Основним видом палива для котлів СЦТ зазвичай є подрібнена деревина (деревна тріска) у природному стані, що має підвищений вміст вологи — у межах 30–60 % на вологу масу. Випаровування вологи в процесі спалювання поглинає значну кількість теплоти спалювання, яка зазвичай втрачається внаслідок відведення утвореної пари в атмосферу. Фактичний ККД котлів на тріщі є нижчим, ніж у газових котлів. За даними обстежень європейського парку котлів на біомасі [9], середній ККД вибірки з 25 % найбільш ефективних сучасних котлів середньої та великої потужності на деревній тріщі оцінюється у 76–79,5 % за вищою теплотою згоряння. Знизити втрату теплоти згоряння на випаровування вологи в процесі спалювання дають можливість конденсаційні економайзери (КЕ), призначені для охолодження димових газів до температур нижче точки роси (глибоке охолодження) з наступною конденсацією водяної пари з газової суміші. Теплота охолодження димових газів та прихована теплота конденсації пари сприймається у КЕ мережевою водою або іншими теплоносіями (вода підживлення теплової мережі, сира вода систем хімводоочищення тощо). Це дає можливість відповідно знизити споживання основного палива або збільшити теплову потужність котла.

З теплотехнічної точки зору ефективна робота системи біопаливний котел — КЕ мало відрізняється від аналогічних систем для газових котлів та залежить в основному від початкової температури охолоджуючого теплоносія (має бути нижче, ніж точка роси пари води на виході з котла 52–60 °С), вологості вихідного палива, що визначає вказані межі точки роси та коефіцієнта надлишку повітря на вході в КЕ.

У СЦТ України з температурними графіками опалення 95/70–130/70 °С температура зворотної води у певні проміжки часу може бути вище, ніж температура точки роси. Це залежить від температури зовнішнього повітря, виду теплових навантажень, коливань попиту на гарячу воду тощо. У ці періоди, які нерідко мають місце за низьких температур повітря довкілля, утилізація теплоти знижується або припиняється зовсім [10]. Оскільки віддача теплоти від КЕ у теплову мережу має ймовірнісний характер, залежний від коливань багатьох чинників, подібні схеми утилізації іменуються пасивними [11].

Використання теплових насосів (ТН) [12, 13] дає можливість виправити цей недолік шляхом штучного охолодження відхідних газів котлів нижче точки роси з передачею вилученої теплоти охолодження до зворотної води тепломережі перед її подачею у котел (рис. 1). Подібні схеми утилізації мають назву активних [14]. Як стверджується у [15], зниження температури охолоджувальної води на 5 °С у діапазоні температур 50–60 °С підвищує економічну ефективність КЕ на 50 %.

Технічна можливість використання ТН для глибокої утилізації теплоти димових газів котлів на альтернативних видах твердого палива доведена багаторічним досвідом експлуатації на ТЕЦ та котельних СЦТ в країнах Скандинавії та Прибалтики. Першу масштабну систему активної утилізації теплоти димових газів з ТН потужністю 14 МВт введено у 2000 р. на ТЕЦ Deva, Umee, Швеція [14]. У теперішній час подібні установки експлуатуються на десятках об'єктів [16]. Однак повсюдного використання такі системи не знайшли через низку проблем, пов'язаних не стільки з ТН, скільки зі спорудженням та експлуатацією теплообмінних апаратів КЕ.

Використання КЕ на продуктах спалювання біомаси, окрім загальної для таких систем проблеми захисту поверхонь теплообмінного обладнання, газоходів та димарів від кислотної корозії, стикається з проблемами періодичного очищення від шламових відкладень, хімічної нейтралізації обігової води, осадження, видалення та утилізації твердих часток. Теплообмінні поверхні, що контактують з димовими газами, обіговою водою та частками золи, потрібно виконувати з прямих гладких труб з нержавіючої сталі без застосування оребрень та змійовиків, що негативно впливає на масо-габаритні та вартісні характеристики КЕ. З іншого боку, на роботу КЕ позитивно впливає доповнення конвективного теплообміну масообміном, що супроводжує процес конденсації пари з парогазової суміші. Сумарний вплив означених факторів на техніко-економічні характеристики залежить від типу, призначення, конструктивного оформлення та режимних параметрів КЕ. Утилізатори, створені з метою безпосереднього нагрівання мережевої води, можуть не підходити для передачі теплоти за допомогою ТН, і навпаки.

Відомі на сьогодні КЕ для котлів на твердому паливі поділяються на поверхневі, контактні та контактно-поверхневі [17]. Поверхневі апарати

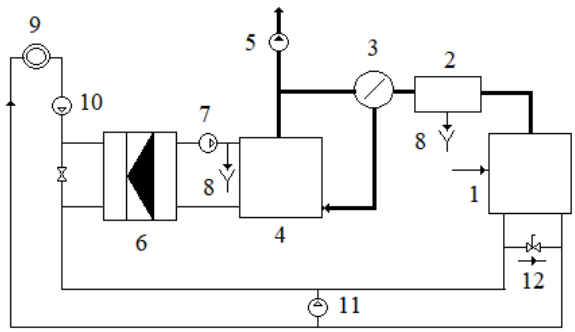

Рис. 1. Ілюстративна схема котельні з активною утилізацією: 1 — котел на біомасі; 2 — система очищення димових газів; 3 — регулюючий шибер; 4 — конденсаційний економайзер; 5 — димосос; 6 — тепловий насос; 7 — циркуляційний насос; 8 — скид у систему утилізації шламу та конденсату; 9 — споживач теплоти; 10 — мережеві насоси; 11 — насос-регулятор температури на вході в котел; 12 — регулятор температури на виході з котла.

Figure 1. Illustrative diagram of a boiler house with active recycling. Designation: 1 — biomass boiler; 2 — flue gas cleaning system; 3 — regulating damper; 4 — condensation economizer; 5 — smoke extractor; 6 — heat pump; 7 — circulation pump; 8 — discharge into the sludge and condensate disposal system; 9 — heat consumer; 10 — network pumps; 11 — temperature regulator pump at the boiler inlet; 12 — temperature regulator at the boiler outlet.

поєднують функції «сухого» конвективного охолодження парогазової суміші до точки роси на економайзерній ділянці та її подальшого охолодження з конденсацією пари на конденсаційній ділянці без наявності чіткої просторової межі між ними. Подібні апарати можуть нагрівати мережеву воду до температур вище точки роси та зберігати працездатність у широкому діапазоні температур зворотної води тепломережі. Доцільність дооснащення ТН поверхневих КЕ обумовлюється тим, що теплопродуктивність поверхневих КЕ зростає по мірі зниження температур мережевої води від температур точки роси димових газів, тому використання ТН підвищує теплопродуктивність КЕ. Згідно з даними натурних випробувань системи активної утилізації біопаливного котла на деревній трісці потужністю 5 МВт [18], охолодження мережевої води перед КЕ за допомогою ТН від 50 до 38 °С супроводжується зростанням коефіцієнта теплопередачі від 20–70 до 400 Вт/(м^2·К) зі збільшенням теплової потужності на 49–56 %. З іншого боку, використання ТН для охолодження мережевої води без досягнення температури точки роси не супроводжується помітним зростанням теплової потужності системи та може виявитися економічно неефективним. Таким чином, використання ТН разом з поверхневим КЕ послаблює, але не виключає повністю погодну залежність систем пасивної утилізації та внаслідок неповного використання встановленої потужності впродовж опалювального сезону не завжди може забезпечити прийнятні терміни окупності додаткових інвестицій. Так, згідно [19], дооснащення ТН поверхневого КЕ призводить до зростання на 2 роки терміну окупності системи утилізації (від 7 до 9 років), не дивлячись на значне підвищення теплопродуктивності.

Оптимальне використання поверхневого КЕ суттєво залежить від закономірностей тепломасообмінних процесів. Експериментальним та теоретичним дослідженням, у тому числі методам чисельного експерименту, процесів гідродинаміки та тепломасообміну при внутрішньому та зовнішньому поздовжньому та поперечному обтіканні прямих гладких труб потоком продуктів згорання біопалив, в останні роки було присвячено багато робіт, але вони ще не дали можливості створити достатньо надійних розрахункових методів та практичних рекомендацій [11, 17, 20–22].

Економічно прийнятними для використання разом з ТН вважаються контактні КЕ, зокрема форсункового типу [17]. Охолодження та конденсація димових газів у таких апаратах здійснюється внаслідок прямого контакту з краплями охолоджувальної води, що розбризкуються форсунками назустріч потоку газів. Процес здійснюють у вертикальних або нахильних камерах із спадаючим рухом газів за високих значень кратності циркуляції охолоджувальної води. КЕ форсункового типу тепловою потужністю 4,9 МВт встановлений, зокрема, на ТЕЦ у м. Шяуляй, Литва (електрична потужність 10,7 МВт), що працює на деревній трісці з вологістю 30–60 % [23].

Згідно [24], форсункові КЕ мають три переваги перед поверхневими. По-перше, внутрішні стінки таких апаратів постійно змочені водою, а отже, краще захищені від впливу агресивних газів, які прискорюють корозію. По-друге, внаслідок змішування кислого конденсату з великою кількістю охолоджувальної води концентрація агресивних компонент в апараті є значно нижчою. Ці фактори дають можливість відмовитися від використання дорогих марок нержавіючої сталі із значним зниженням вартості КЕ та випарника ТН. По-третє, присутність великої кількості циркулюючої води збільшує теплову інерцію, сприяючи зниженню чутливості системи до стохастичних змін параметрів димових газів та мережевої води. Недоліками форсункових КЕ є необхідність періодичного очищення механічних фільтрів на лінії подавання охолодженої води та додаткові витрати на придбання та експлуатацію форсункових насосів. Як показано у [24], економічність активних систем утилізації теплоти димових газів зростає по мірі збільшення встановленої потужності біопаливних котлів; для котлів потужністю 10 МВт термін окупності інвестицій у такі проекти оцінюється у 2–4 роки.

Важливим аспектом є комплексна оптимізація систем активної утилізації з урахуванням кліматичних факторів, а також оптимізація встановленої та робочої потужності ТН та утилізаторів біопаливних котлів з опалювальним тепловим навантаженням. Як встановлено у [25], для СЦТ на основі біопаливних котлів доцільно використовувати комбінацію централізованого опалення з локальними тепловими джерелами гарячого водопостачання.

Методика досліджень

Загальний тепловий баланс системи

Корисна теплопродуктивність системи «котел

— конденсаційний економайзер — тепловий насос» обчислюється за рівняннями приходної частини теплового балансу:

$$Q = Q_к + Q_{ТН}; \quad (1)$$

$$Q = Q_к + Q_{КЕ} + E_{ТН}, \quad (2)$$

де Q, $Q_К$, $Q_{КЕ}$, $Q_{ТН}$ — теплопродуктивність системи, біопаливного котла, конденсаційного економайзера та теплового насосу відповідно; $E_{ТН}$ – електрична енергія, споживана ТН.

Відповідні складові можуть бути розраховані також з боку витратної частини теплового балансу:

$$Q = Gc_p(t_1 - t_2); \quad (3)$$

$$Q_к = Gc_p(t_1 - t_{ТН}); \quad (4)$$

$$Q_{ТН} = Gc_p(t_{ТН} - t_2). \quad (5)$$

Температури прямої t_1 та зворотної води t_2 визначаються прийнятим температурним графіком опалення залежно від температури повітря; температура нагріву води у тепловому насосі $t_{ТН}$ визначається в результаті оптимізації системи; витрата мережевої води *G* залежить від теплового навантаження системи. Вірогідні зміни температур повітря впродовж опалювального сезону визначаються відповідними кліматичними нормами для даної місцевості.

Для техніко-економічного оцінювання роботи системи за опалювальний сезон доцільно використовувати кліматичні діаграми тривалості температур певних градацій, присутні у літературі з будівельної кліматології. Приклад відповідної діаграми, яку використано нижче у розрахунках модельної системи, наведено на рис. 2 за даними [26]. За цими даними, враховуючи температурний графік відпуску теплоти для потреб опалення (для модельної системи прийнято графік 95/70 °С), розраховують температурний графік теплової потужності та виробітку теплоти залежно від температури повітря.

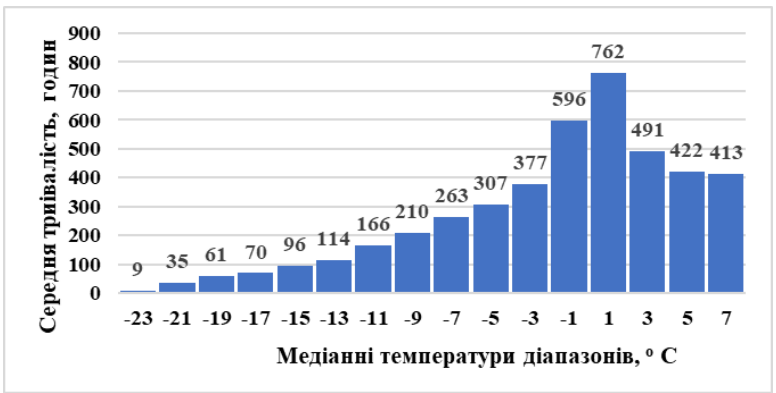

Рис. 2. Діаграма тривалості стояння сталих температур повітря довкілля, часовий та температурний діапазон опалюваного періоду.

Figure 2. Diagram of the duration of standing at constant ambient air temperatures, time and temperature range of the heated period.

Біопаливний котел

У теплових розрахунках біопаливного котла вважаються відомими такі дані: коефіцієнт корисної дії брутто $\eta_к$, відносна частка теплової втрати від механічного недопалу q_4, коефіцієнт надлишку повітря α та температура відхідних газів перед КЕ ϑ_1 залежно від відносного теплового навантаження котла. Відповідні залежності можна одержати апроксимацією даних режимної карти котла.

Співвідношення між теплопродуктивністю та витратою палива В визначається рівнянням теплового балансу котла брутто:

$$Q_к = B\, Q_н^р\, \eta_к.$$

Типовий склад робочої маси біопалива (деревна тріска мішаних порід), прийнятий у цій роботі, % (мас.): $C^р$ — 24,74; $H^р$ — 2,96; $S^р$ — 0,00; $N^р$ — 20,52; $O^р$ — 0,29; $A^р$ — 1,50; $W^р$ — 50,00; усього — 100.

Подальший розрахунок об'ємів, витрат та ентальпій компонент продуктів згоряння здійснюється згідно відповідних формул теплового розрахунку котлів [27].

За наведеними даними, розрахункова теплота згоряння палива оцінюється значеннями: $Q_Н^Р$ = 10,15 МДж/кг (2423 ккал/кг); $Q_В^Р$ = 12,07 МДж/кг (2881 ккал/кг); теоретичний об'єм повітря $V_О$ = 2,973 нм^3/кг.

Теоретичні об'єми та формули розрахунку фактичних об'ємів компонент продуктів згоряння на 1 кг витраченого палива залежно від надлишку повітря (м^3/кг), а також довідкові дані щодо молекулярної маси та густини продуктів згоряння за нормальних умов наведено у табл. 1.

Таблиця 1. Дані для розрахунку об'єму компонент парогазової суміші на 1 кг палива
Table 1. Data for calculating the volume of steam-gas mixture components per 1 kg of fuel

№№ з/п	Компонент	Об'єм компонент, нм³/кг		Густина, кг/нм³	Молекулярна маса, кг/кмоль
		теоретичний	фактичний		
1	V^o_{CO2}	0,462	$V_{CO2} = V^o_{CO2}$	1,977	44,011
2	V^o_{N2}	2,513	$V_{N2} = V^o_{N2}$	1,251	28,013
3	V^o_{air}	0,000	$V_{air} = (\alpha - 1)V_o$	1,293	28,96
4	V^o_{H2O}	1,000	$V_{H2O} = V^o_{H2O} + 0{,}0161(\alpha - 1)V^o$	0,8041	18,016
	Усього	3,975			

За даними табл. 1 розраховуються значення об'ємної та масової витрати сухих газів на 1 кг палива, їх середньозважена молекулярна маса:

$$V_{сг} = \sum_{i=1}^{3} V_i \ , \ g_{сг} = \sum_{i=1}^{3} (\rho_i V_i) \ ,$$

$$\mu_{сг} = \frac{1}{V_{сг}} \cdot \sum_{i=1}^{3} (\mu_i V_i).$$

Індекси під знаком суми відповідають порядковому номеру компоненти у табл. 1.

Конденсаційний економайзер

Рівняння теплового балансу КЕ з боку газів може бути записано у вигляді [17, 27]:

$$Q_{КЕ} = B(1 - q_4)(q_{сг} + q_w),$$

де $q_{сг} = g_{сг}(I_1 - I_2)$ — кількість теплоти, переданої до води охолоджувального контуру КЕ внаслідок теплообміну із сухими газами; I_1, I_2 — питома ентальпія сухих газів на вході та виході КЕ, кДж/кг; $q_w = g_{сг}[d_1 h_1 - d_2 h_2'' - (d_1 - d_2)h_2']$ — кількість теплоти, переданої до води охолоджувального контуру КЕ внаслідок конденсації водяної пари з газопарової суміші; d_1, d_2 — вологовміст сухих газів, кг/кг; h_1 — питома ентальпія пари на вході КЕ; h_2'', h_2' — питома ентальпія насиченої пари та води на виході КЕ.

Вміст вологи у сухому газі на вході та виході КЕ визначається за формулами, кг/кг:

$$d_1 = 0{,}8041 \frac{V_{H2O}}{g_{сг}} \ ;$$

$$d_2 = \frac{18{,}016}{\mu_{сг}} \frac{p_s(\vartheta_2)}{p_a - p_s(\vartheta_2)} \ .$$

У діапазоні температур $-45\ ^oC < t < +60\ ^oC$ парціальний тиск водяної пари на лінії насичення можна обчислити за даними світової метеорологічної організації [28]:

$$P_s(t) = 0{,}6112 \cdot \exp\left(\frac{17{,}62t}{243{,}12 + t}\right), \ кПа.$$

Масову витрату сконденсованої пари розраховують за формулою:

$$D_к = BV_{сг}(1 - q_4)(d_2 - d_1).$$

Рівняння теплового балансу конденсаційного економайзеру з боку охолоджувальної води має вигляд:

$$Q_{КЕ} = c_p[(G_c + D_к)t'' - G_c t'],$$

де G_C — масова витрата охолоджувальної води, кг/с; t', t'' — температура води на вході та виході КЕ.

Згідно [17], у разі використання КЕ форсункового типу температура нагрітої охолоджувальної води мало відрізняється від температури охолоджених газів $t'' \approx \upsilon_2$.

Тепловий насос

Згідно зі схемою рис. 1, холодопродуктивність ТН Q_c менша, ніж кількість теплоти, що сприймається КЕ, на величину ентальпії води, яка відводиться від контуру охолодження, однак цією різницею можна знехтувати, тобто:

$$Q_c = Q_{КЕ} - c_p D_к t \approx Q_{КЕ}.$$

Температура скипання робочого тіла може бути прийнятою рівною:

$$t_c = t' - \delta t_c = t'' - (\delta t_c + \Delta t_c),$$

де Δt_c, δt_c — ступінь охолодження та температурний натиск у випарнику ТН, що задаються апріорі значеннями δt_c = 3 °С, Δt_c = 2 °С.

Теплопродуктивність ТН та холодопродуктивність зв'язані рівняннями енергетичного та ексергетичного балансів:

$$Q_{ТН} = Q_c + E_{ТН},\ E_{ТН} = Q_{ТН} \cdot COP,$$

звідки

$$Q_{ТН} = Q_c \frac{COP}{COP - 1} \approx Q_{КЕ} \frac{COP}{COP - 1}, \qquad (6)$$

де $COP = COP\,(t_c, t_h)$ — коефіцієнт ефективності ТН, що може бути представлений у вигляді теоретичної або емпіричної залежності від температур скипання та конденсації робочого тіла.

У цій роботі обраний метод апроксимації табличних даних виробників ТН щодо холодопродуктивності та споживаної електричної потужності реальних компресорів в області температур конденсації та скипання, що являють практичний інтерес. На цій основі сформовано відповідні залежності $COP\,(t_c, t_h)$ та питомої теплопродуктивності $p(t_c, t_h)$ ТН на одиницю об'ємної витрати холодоагенту (кВт·год/м³), які для прикладу наведено на рис. 3 та рис. 4 відповідно.

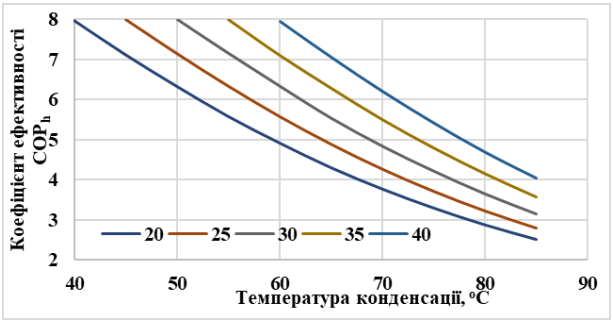

Рис. 3. Коефіцієнт ефективності ТН залежно від температур конденсація та скипання.

Figure 3. HP efficiency coefficient depending on condensation and boiling temperatures.

Задаючись значенням температурного перепаду у конденсаторі ТН $\delta t_h = t_h - t_{тн}$= 5 °С (де $t_{тн}$ — температура нагрівання мережевої води), з теплового балансу процесу нагрівання мережевої води можна одержати залежність:

$$t_{ТН} = t_2 + \Delta t_h = t_2 + (t_1 - t_2)\frac{Q_{ТН}}{Q_{ТН} + Q_к}. \qquad (7)$$

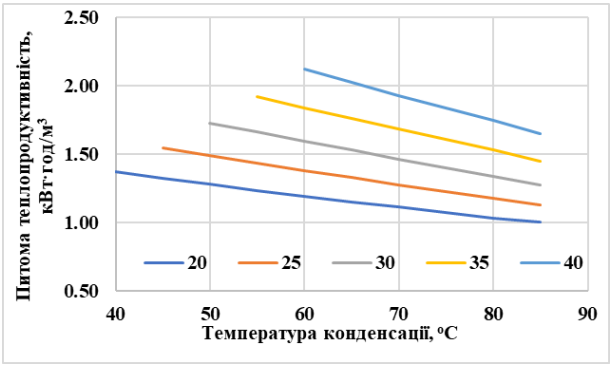

Рис. 4. Питома теплопродуктивність ТН на одиницю об'ємної витрати робочого тіла залежно від температур конденсації та скипання.

Figure 4. Specific heat capacity of HP per unit volume flow rate of the working medium depending on the condensation and boiling temperatures.

Надалі, з розв'язку системи рівнянь (6) та (9) з урахуванням емпіричної залежності $COP\,(t_c, t_h)$, можна визначити значення температури нагрівання, теплопродуктивності, COP та споживаної електричної потужності ТН.

Постановка задачі оптимізації

Основним критерієм оптимальності теплоенергетичної системи був обраний критерій чистого дисконтного прибутку [29]:

$$NPV = \sum_{z=1}^{Z} \frac{D_z - I_z}{(1 + r)^z} - K_o, \qquad (8)$$

де $D_z = c_q Q_z - c_e E_z$ — балансовий річний прибуток; Q_z — річний виробіток теплоти ТН; E_z — річна витрата електричної енергії на привод ТН; $I_z = aK_o$ — умовно постійні річні витрати на обслуговування; a — коефіцієнт, що визначає обсяг річних витрат на обслуговування системи як частку її капітальної вартості; $K_o = kQ^o$ — додана капітальна вартість системи КЕ+ТН; Q^o — встановлена теплова потужність ТН; r — дисконтна ставка; z — термін служби встановленого обладнання системи, рік.

Додатковим показником інвестиційної привабливості є зовнішній термін окупності, який визначається як проміжок часу з початку експлуатації системи, протягом якого кумуляційний чистий дисконтний прибуток зрівняється з обсягом початкових інвестицій у проект. Цей показник

визначається з рівняння (8) за умови, що NPV = 0. За нульової дисконтної ставки він іменується як термін простої окупності.

Річні (сезонні) виробітки теплоти, споживання електричної енергії та палива визначаються за формулами:

$$Q_z = \sum_{j=1}^{M} P_j \tau_j ,$$

$$E_z = \sum_{j=1}^{M} N_j \tau_j ,$$

$$B_z = \sum_{j=1}^{M} Q_{кj} \tau_j / \eta_{кj} ,$$

де j — умовний номер температурної градації; τ_j — тривалість відповідної градації, год.

Встановлена потужність ТН, за якою розраховується вартість, визначається за виразом:

$$Q^o = MAX\,(Q_{hj}\frac{p^o}{p_j}),\ j = 1 \ldots M , \qquad (9)$$

де $p_j = p(t_{cj}, t_{hj})$ — питома потужність ТН на даній температурній градації, кВт·год/м^3; $p^o = p(t_c^o, t_h^o)$ — те ж, за номінальних температур конденсації та скипання. (Як номінальні приймаються максимально припустимі температури конденсації та скипання.)

В результаті оптимізації теплоенергетичної системи необхідно знайти значення теплової потужності теплового насосу Q_{hj} для кожного з дискретних значень температури повітря, що забезпечують максимум чистого дисконтованого прибутку від її функціонування:

$$NPV(\widehat{Q_h}) \to max,$$

$$\widehat{Q_h} = (Q_{h1}, Q_{h2}, \ldots Q_{hj}, \ldots Q_{hM})$$

із врахуванням обмежень на технологічні параметри теплового насосу:

$$Q_{min}^o \le Q_{hj} \le Q^o ,$$

$$t_h^{min} \le t_{hj} \le t_h^{max},$$

$$t_c^{min} \le t_{cj} \le t_c^{max}\ (j = 1 \ldots . M)$$

і наведених вище розрахункових співвідношень.

Означену задачу багатомірної нелінійної оптимізації доцільно вирішувати в два етапи. На першому етапі як основні змінні обираються значення температур охолодження парогазової суміші у КЕ, оптимальні значення яких для кожної температурної градації визначаються за критерієм максимуму річного прибутку $Q_Z \to max$. За результатами першого етапу визначаються вимоги до обладнання ТН, зокрема щодо верхньої межі температури випаровування, коригуються температурні залежності коефіцієнта ефективності та питомої теплової потужності за фактичними характеристиками компресорів відповідної технологічної серії.

На другому етапі виконується оптимізація робочої та встановленої потужності за основним критерієм NPV з врахуванням виразу (9) щодо обчислення встановленої потужності. Основний сенс цього етапу полягає у раціоналізації повноти завантажень встановленого обладнання ціною певного зниження річного виробітку теплоти.

Для більш повного аналізу проекту необхідно додатково розраховувати і відносні показники, наприклад, рентабельність інвестицій (ROI), внутрішню норму дохідності (IRR) та інші [29].

Результати роботи

Описану методику техніко-економічної оптимізації апробовано на модельному прикладі котельної установки, призначеної для спалювання деревної тріски з конденсаційним економайзером форсункового типу, дооснащеним ТН. Установка розрахована на відпуск теплоти за графіком опалення 95/70 °С у кліматичних умовах, що визначаються кліматичною діаграмою, наведеною на рис. 2.

Необхідні для моделювання параметри котла визначалися за даними режимної карти реальної котельної установки на деревній тріщі. Витрата палива модельним котлом у режимі максимального навантаження приймалася рівною 1 т натурального палива. Ціна на паливо (деревну тріску) приймалася на рівні 2200 грн/т, тариф на відпуск теплоти — 1600 грн/Гкал. Ціна електричної енергії варіювалася у межах 1680–6000 грн/МВт·год.

На рис. 5 показано залежність оптимальної температури охолодження димових газів від температури повітря, визначену за критерієм максимуму річного прибутку з обмеженням на макси-

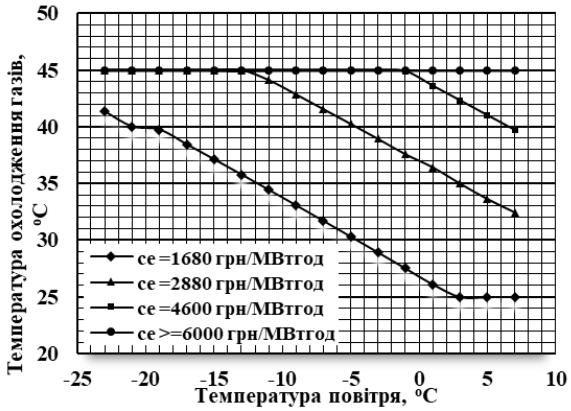

Рис. 5. Оптимальні температури охолодження газів у конденсаційному економайзері залежно від температури повітря та цін (ce) за 1 МВт·год електричної енергії.

Figure 5. Optimal gas cooling temperatures in the condensing economizer depending on air temperature and prices (ce) for 1 MW·h of electrical energy.

мальну температуру охолодження 45 °С за різних цін на електричну енергію.

Наведені дані показують, що по мірі зростання цін на електричну енергію оптимум температури охолодження відповідає означеній вище верхній межі в усьому діапазоні температур повітря. Таким чином, сучасному рівню цін на електричну енергію для непобутових споживачів 2-го класу напруги (4600–6000 грн/МВт·год) відповідають ТН з підвищеним діапазоном припустимої температури скипання холодоагенту, що і було враховано при виконанні другого етапу оптимізації за критерієм максимуму NPV.

Залежності коефіцієнта ефективності ТН (коефіцієнта перетворення — COP) для температурних станів довкілля та різних варіантів цінової політики на електроенергію, що показані на рис. 5, наведені на рис. 6.

Економічний ефект від використання системи утилізації визначений, виходячи з умови, що робота теплового насосу не змінює основні параметри котла, а саме: теплової потужності та споживання палива. При цьому весь обсяг додаткових надходжень коштів забезпечується за рахунок реалізації теплоти, виробленої тепловим насосом.

Зіставлення оптимальних значень встановленої потужності ТН залежно від температур повітря, визначених за частковим та повним економічними критеріями, що наведене на рис. 7, показує, що раціоналізація навантажень ТН дає можливість майже вдвічі знизити потужність та, відповідно, рівень додаткових інвестицій у систему активної утилізації. При збільшенні ціни електричної енергії максимум встановленої потужності зміщується праворуч та навпаки.

Структура виробітку теплоти у системі, оптимізованій за критерієм максимуму NPV залежно від температури повітря, що наведена на рис. 8, показує, що роль електричної енергії на привод ТН у виробництві теплоти знижується по мірі зменшення температури повітря та є помірною порівняно з рівнем утилізованої теплоти за допомогою КЕ.

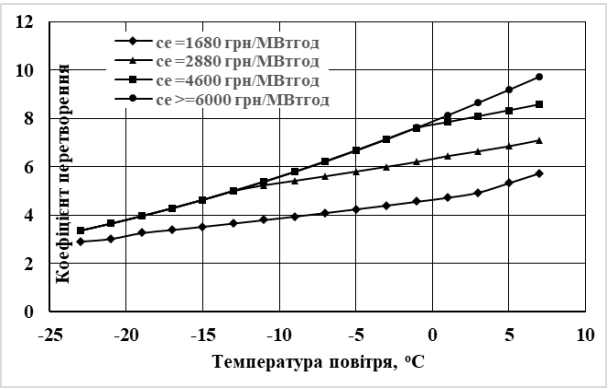

Рис. 6. Динаміка коефіцієнта ефективності ТН в залежності від температури повітря довкілля та цін (ce) за 1 МВт·год електричної енергії.

Figure 6. Dynamics of the HP efficiency factor depending on the ambient air temperature and prices (ce) for 1 MW·h of electric energy.

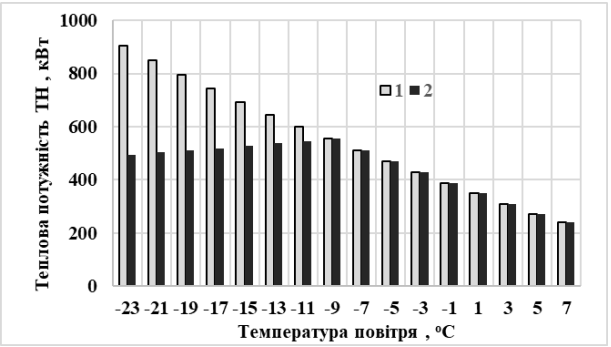

Рис. 7. Оптимальна теплова потужність ТН залежно від температури повітря за частковим (1) та повним (2) економічними критеріями (ce = 4600 грн/МВт·год).

Figure 7. Optimum thermal power of HP depending on air temperature according to partial (1) and full (2) economic criteria (ce = 4600 UAH/MW·hour).

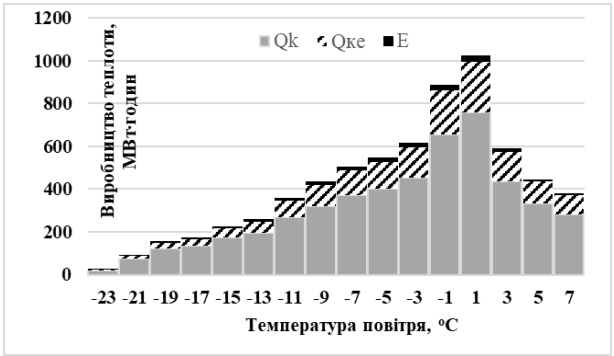

Рис. 8. Структура виробництва теплоти котельнею з активною утилізацією теплоти димових газів: Qk — теплота, що вироблена власне котлом; Qke — теплота, що уловлена КЕ; E — електроенергія для ТН.

Figure 8. The structure of heat production by a boiler room with active utilization of the heat of flue gases: Qk — heat produced by the boiler itself; Qke — heat captured by condensation economizer; E — electricity for HP.

Таблиця 2. Основні техніко-економічні показники проекту

Table 2. Main technical and economic indicators of the project

Показник	Критерій оптимальності	
	частковий	повний
Теплова потужність котла, кВт	2555	2555
Теплова потужність КЕ, кВт	390	701
Встановлена потужність ТН, кВт	524	906
Додаткові інвестиції, млн грн	4,512	7,801
Виробіток теплоти усього, МВт·год	6724	6811
Виробіток теплоти котлом, МВт·год	5014	5014
Виробіток теплоти ТН, МВт·год	1710	1796
Виробіток теплоти КЕ, МВт·год	1493	1561
Витрата електроенергії, МВт·год	217	235
Витрата палива, МВт·год	6267,5	6267,5
Сезонний COP	7,87	7,64
ККД брутто	1,038	1,049
Додаткові інвестиції, млн грн	4,512	7,801
Дохід від реалізації теплоти, млн грн	9,253	9,372
В тому числі від ТН, млн грн	2,353	2,472
Витрати на електроенергію, млн грн	1,000	1,082
Витрата на обслуговування, млн грн	0,090	0,156
Прибуток річний, млн грн	1,263	1,234
Термін простої окупності, рік	3,572	6,324

Основні результати зіставлення техніко-економічних показників системи, оптимізованих за частковим та повним критеріями ефективності, наведені у табл. 2.

Одержні результати кореспондують із даними практичного застосування КЕ спільно із ТН реальних промислових об'єктів спалювання твердих біопалив [23, 30–32].

Висновки

Активна підтримка оптимальних температур охолодження газопарової суміші у конденсаційному економайзері залежно від температури зовнішнього повітря дає можливість збільшити сезонний тепловий ККД брутто (за нижчою теплотою згоряння) котельної установки, що працює на деревній трісці за температурним графіком опалення 95/70 °С від 80 до 104–105 %, або на 23,8–24,9 %.

Обсяг виробництва теплоти за опалювальний сезон зростає на 34,1–35,8 % без додаткових витрат палива, але за рахунок додаткових витрат електричної енергії на живлення теплового насосу. Середнє значення сезонного коефіцієнта ефективності теплового насосу оцінюється у 7,5–7,8, відповідні питомі витрати електричної енергії на привод ТН — 32–35 кВт·год на 1 МВт·год одержаної теплоти.

Рекомендовано використовувати теплові насоси з підвищеним припустимим тиском всмоктування, що відповідає температурам скипання холодоагенту у діапазоні щонайменше 20–40 °С. Робочу температуру скипання та, відповідно, температуру охолодження димових газів бажано підтримувати залежно від температури зовнішнього повітря на рівнях, що відповідають мінімуму змінних витрат. Якщо ціна електричної енергії більш як у 2,5 рази перевищує енергетичну ціну палива (грн/МВт·год), оптимальна температура скипання відповідає верхній межі діапазону припустимих тисків всмоктування.

Встановлену потужність теплових насосів та, відповідно, конденсаційних економайзерів котлів доцільно обирати не за номінальною потужністю котла, а за економічними критеріями: максимум дисконтованого прибутку, рівноважна ціна теплової енергії за життєвий цикл та подібні до них. У розглянутому прикладі оптимум встановленої потужності ТН відповідає робочій потужності за температури повітря 8–9 °С нижче нуля. Відповідний вибір дає можливість майже

вдвічі знизити інвестиційні витрати на тепловий насос та термін їх окупності ціною лише незначного зниження обсягів виробництва теплоти.

Загалом для сучасних умов економіки України, де теплонасосні технології майже не мають прямої державної підтримки на відміну від країн Європи та розвинених країн світу [12], використання запропонованої схеми та устаткування при спалюванні вологих твердих палив є доволі рентабельним та комерційно привабливим.

Робота своєю частиною — створенням належного теплового режиму в будівлях та здійсненням техніко-економічного аналізу енергетичних систем — дотично виконувалася за грантом №208/0172 Національного фонду досліджень України в рамках конкурсу «Наука для відбудови України у воєнний та повоєнний періоди».

Список літератури

1. Camia, A., Giuntoli, J., Jonsson, R., Robert, N., Cazzaniga, N.E., Jasinevičius, G., Avitabile, V., Grassi, G., Barredo, J.I., Mubareka, S., The use of woody biomass for energy purposes in the EU, EUR 30548 EN, Publications Office of the European Union, Luxembourg, 2021. DOI:10.2760/831621, JRC122719.

2. Біоенергетика в Україні. — https://uabio.org/bioenergy-in-ukraine/

3. Біоенергетика. — https://saee.gov.ua/ae/bioenergy

4. Simon Gцss. What is the future of Woody Biomass in the EU energy mix? — https://energypost.eu/what-is-the-future-of-woody-biomass-in-the-eu-energy-mix/

5. Національний план дій з розвитку відновлюваної енергетики на період до 2030 року. Проект. — https://saee.gov.ua/sites/default/files/blocks/5_Проект_НПДВЕ-10.01.2022%20перша%20редакція.pdf

6. Geletukha G., Zheliezna T. Prospects for Bioenergy Development in Ukraine: Roadmap until 2050. *Ecological Engineering and Environmental Technology*. 2021. Vol. 22, № 5. P. 73–81. DOI: 10.12912/27197050/139346.

7. Decarbonising our energy system to meet our climate goals. European Commission, Ju. 2021. — https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/en/fs_21_3672

8. Directive (EU) 2018/2001 of the European Parliament and of the Council of 11 December 2018 on the promotion of the use of energy from renewable sources (recast) (Text with EEA relevance). — https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=celex%3A32018L2001

9. Ellen Burkhard, Nathan Russell. European wood-heating technology survey: an overview of combustion principles and the energy and emissions performance characteristics of commercially available systems in Austria, Germany, Denmark, Norway, and Sweden. Final Report. April 2010. — https://www.researchgate.net/publication/292994711_European_wood-heating_technology_survey_An_overview_of_combustion_principles_and_the_energy_and_emissions_performance_characteristics_of_commercially_available_systems_in_Austria_Germany_Denmark_Norwa

10. Жигурс А., Церс А., Голуновс Ю., Турлайс Д., Плискачев С. Утилизация тепла дымовых газов на теплоисточниках г. Риги. *Новости теплоснабжения.* 2010. № 5. С. 19–24.

11. Фиалко Н.М., Гомон В.И., Навродская Р.А., Прокопов В.Г., Пресич Г.А. Особенности методики расчёта поверхностных теплоутилизаторов конденсационного типа. *Промышленная теплотехника*. 2000. № 2. С. 49–53.

12. Басок Б., Дубовський С., Пастушенко Е., Нікітін Є., Базєєв Є. Теплові насоси як тренд розвитку низьковуглецевої енергетики. *Енерготехнології та ресурсозбереження.* 2023. № 2. С. 23–44. DOI: 10.33070/etars.2.2023.02.

13. Дерій В., Тесленко О. та Соколовська І. Методичний підхід до оцінки потенціалу виробництва теплової енергії теплонасосними установками у разі їх впровадження в регіональних системах тепло опалення. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. 2023. № 2. С. 44–56. DOI: 10.33070/etars.2.2023.03.

14. Жовмір М.М. Утилізація низькотемпературної теплоти продуктів згорання палив за допомогою теплових насосів. *Промышленная теплотехніка.* 2008, Т. 30, № 2. С. 90–98.

15. Coppieters Th., Blondeau Ju. Techno-Economic Design of Flue Gas Condensers for Medium-Scale Biomass Combustion Plants: Impact of Heat Demand and Return Temperature Variations. *Energies*. 2019. Vol. 12, № 12. 2337. DOI: 10.3390/en12122337.

16. Joana Neves, Brian Vad Mathiesen. Heat Roadmap Europe: Potentials for large-scale Heat Pumps in District Heating. December 2018. — https: www.vbn.aau.dk

17. Ефимов А.В., Гончаренко А.Л., Гончаренко Л.В., Есипенко Т.А. Современные технологии глубокого охлаждения продуктов сгорания топлива в котельных установках, их проблемы и пути решения / Под ред. А.В. Ефимова. Харьков : Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», 2017. 233 с. — https://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/5c169ee6-84b8-4b20-897c-c05f5dbff830/content

18. Hebenstreitab B., Schwablc M., Нцftbergerd E., Kronbergere B., Gappmayerf B., Gautschg H., Lundgrenh J., Toffoloi A.. Heat pump enhanced heat recovery from flue gas of wood chips combustion. — https://www.best-research.eu/files/publications/pdf/aus_05.pdf

19. Coppieters Th., Fricker Je., Blondeau Ju. Techno-

economic performances of active condensation in a medium-scale biomass-fired district heating unit. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2022. Vol. 33. 101914.

20. Huang J., Zhang J., Wang L. Review of vapor condensation heat and mass transfer in the presence of non-condensable gas. *Applied Thermal Engineering*. 2015. Vol. 89. P. 469–484. — https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431115005943

21. Bălănescu D.T., Homutescu V.M., Ianuş G., Popescu A. In situ study on the condensate latent heat recovery and its economic impact in the case of a 60 kW condensing boilers system. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 997. 012139. — https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/997/1/012139

22. Jingzhong Guo, Yuheng Gu, Tianshuai Zheng, Shujie Cui, Aqu Ye, Xiaobing Yu, Ruoyu Zhao, Feng Jiang. Numerical Calculation of Wet Exhaust Gas Condensation in the Heat Exchanger. *J. Phys.: Conf. Ser.* 2023. Vol. 2503. 012090. DOI: 10.1088/1742-6596/2503/1/012090

23. Оценка работы биоэнергоблока ТЭЦ Шяуляй при сжигании древесного топлива. — http://ecopower-eu.com/ru/otsenka-rabot-byonerhobloka-tts-shiauliai-pry-szhyhanyy-drevesnoho-toplyva-/

24. Hebenstreit B., Schnetzinger R., Ohnmacht R., Hoftberger E., Lundgren J., Haslinger W., Toffolo A. Techno-economic study of a heat pump enhanced flue gas heat recovery for biomass boilers. *Biomass and Bioenergy*. 2014. Vol. 71. pp. 12–22. DOI: 10.1016/j.biombioe.2014.01.048.

25. Нікітін Є.Є., Дутка О.В. Техніко-економічна ефективність комбінованих систем централізованого теплопостачання з локальним тепловим джерелом для гарячого водопостачання. *Енерготехнології та ресурсозбереження*. 2020. № 1. С. 34–40. DOI: 10.33070/etars.1.2020.4.

26. Строительная климатология : Справочное пособие к СНиП. НИИ строительной физики. Москва : Стройиздат, 1990. 86 с. — https://www.gostrf.com/normadata/1/4294854/4294854022.pdf

27. Степанов Д.В., Корженко Є.С., Боднар Л.А. Котельні установки промислових підприємств : Навчальний посібник. Вінниця: Вінницький національний технічний університет, 2011. 120 с.

28. Guide to Instruments and Methods of Observation. Vol. 1: Measurement of Meteorological Variables. *WMO*. 2021. No. 8.

29. Янковий В.О. Порівняльний аналіз важливіших економічних критеріїв інвестиційних проектів компанії. *Вісник соціально-економічних досліджень.* 2021. № 2. С. 125–141.

30. Конденсаційний економайзер потужністю 1 МВт. — http://kge.bio/ob-ekty/ustanovka-ekonomajzera-ma-borispol

31. Перший в Україні економайзер після біопаливного котла. — https://uabio.org/news/uabio-news/3964/

32. ТЕЦ на деревних відходах 5,4 МВт. — http://www.biginvest.com.ua/alitus-derevo-project.html

Надійшла до редакції 28.10.2023

***Basok B.I.*[1,2]**, *Doctor of Technical Sciences, Professor, Corresponding Member of the National Academy of Sciences of Ukraine, ORCID: 0000-0002-8935-4248,*
***Dubovsky S.V.*[1]**, *Doctor of Technical Sciences, ORCID: 0000-0001-9418-2092,*
***Pastushenko E.P.*[2,3]**, ***Moroz M.V.*[1]**, *ORCID: 0000-0001-5079-6340,*
***Veremiichuk H.M.*[1]**

[1] ***Institute of Technical Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv***
2a, Maria Kapnist Str., 03057 Kyiv, Ukraine, e-mail: borys.basok@gmail.com
[2] ***National Association of Heat Pumps of Ukraine, Kyiv***
2a, Maria Kapnist Str., 03057 Kyiv, Ukraine, e-mail: pastushenko@vde.com.ua
[3] ***LLC «Heat Pumps VDE», Kyiv***
4, build. 3, office 40, Regeneratorna Str., 02160 Kyiv, Ukraine, e-mail: pastushenko@vde.com.ua

Active Utilization of the Heat of the Flue Gases of the Biofuel Boiler

A brief analysis of external conditions and trends in the use of biomass by burning in boiler installations of centralized heat supply systems in the EU and Ukraine is provided. The dominant role of wood raw materials and the need to improve the technologies of its use in view

of the limited available resource and high importance for decarbonization of heat supply and ensuring self-sufficiency of local heat energy systems are noted. The description of the state of technical and economic studies of technologies for increasing the energy efficiency of burning wet wood chips based on the deep utilization of the heat of the output gases of biomass boilers using heat pumps is given. A simulation-optimization model of active utilization is proposed, which allows determining the rational values of the installed and working capacity of condensation economizers and heat pumps, based on the thermal technical characteristics of the fuel, energy characteristics of the boiler and heat pumps, climatic data, temperature schedules of heat supply, technological limitations according to economic criteria: the maximum profit, the minimum equilibrium cost of heat. An example of the calculation of the composition and operating modes of the equipment for the active utilization of the heat of the exhaust gases of a wood chip biomass heating boiler during the heating season, depending on the prices of fuel, electricity and equipment, is presented. It is shown that the optimization of the installed power of the equipment allows to increase the thermal coefficient of useful action by 24 % and to almost halve the payback period of the heating system. *Bibl. 32, Fig. 8, Tab. 2.*

Keywords: deep utilization, condensation economizer, heat pump, biomass, wood chips, technical and economic analysis, optimization of modes and capacity.

References

1. Camia, A., Giuntoli, J., Jonsson, R., Robert, N., Cazzaniga, N.E., Jasinevičius, G., Avitabile, V., Grassi, G., Barredo, J.I., Mubareka, S., The use of woody biomass for energy purposes in the EU, EUR 30548 EN, Publications Office of the European Union, Luxembourg, 2021. DOI:10.2760/831621, JRC122719.

2. Bioenergy in Ukraine. — https://uabio.org/bioenergy-in-ukraine/ (Ukr.)

3. Bioenergy. — https://saee.gov.ua/ae/bioenergy (Ukr.)

4. Simon Gцss. What is the future of Woody Biomass in the EU energy mix? — https://energypost.eu/what-is-the-future-of-woody-biomass-in-the-eu-energy-mix/

5. National action plan for the development of renewable energy for the period until 2030. Project. — https://saee.gov.ua/sites/default/files/blocks/5_Проект_НПДВЕ-10.01.2022%20перша%20редакція.pdf (Ukr.)

6. Geletukha G., Zheliezna T. Prospects for Bioenergy Development in Ukraine: Roadmap until 2050. *Ecological Engineering and Environmental Technology.* 2021. 22 (5). pp. 73–81. DOI: 10.12912/27197050/139346.

7. Decarbonising our energy system to meet our climate goals. European Commission, Ju. 2021. — https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/en/fs_21_3672

8. Directive (EU) 2018/2001 of the European Parliament and of the Council of 11 December 2018 on the promotion of the use of energy from renewable sources (recast) (Text with EEA relevance.) — https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=celex%3A32018L2001

9. Ellen Burkhard, Nathan Russell. European wood-heating technology survey: an overview of combustion principles and the energy and emissions performance characteristics of commercially available systems in Austria, Germany, Denmark, Norway, and Sweden. Final Report. April 2010. — https://www.researchgate.net/publication/292994711_European_wood-heating_technology_survey_An_overview_of_combustion_principles_and_the_energy_and_emissions_performance_characteristics_of_commercially_available_systems_in_Austria_Germany_Denmark_Norwa

10. Zhyhurs A., Tsers A., Holunovs Yu., Turlais D., Plyskachev S. [Utilization of flue gas heat at heat sources in Riga]. *Novosty teplosnabzhenyia*. 2010. No. 5. pp. 19–24. (Rus.)

11. Fyalko N.M., Homon V.Y., Navrodskaia P.A., Prokopov V.H., Presych H.A. [Features of the calculation method for surface heat exchangers of the condensation type]. *Promushlennaia teplotekhnyka.* 2000. No. 2. pp. 49–53. (Rus.)

12. Basok, B., Dubovskyi, S., Pastushenko, E., Nikitin, Y., Bazeev, Y. [Heat pumps as a trend of low-carbon energy development]. *Enerhotekhnolohii ta resursozberezhennia.* 2023. No. 2. pp. 23–44. DOI: 10.33070/etars.2.2023.02. (Ukr.)

13. Derii, V., Teslenko, O., Sokolovska, I. [Methodical approach to estimating the potential of thermal energy production by heat pump plants in case of their implementation in regional district heating systems]. *Enerhotekhnolohii ta resursozberezhennia*. 2023. No. 2. pp. 44–56. DOI: 10.33070/etars.2.2023.03. (Ukr.)

14. Zhovmir M.M. [Utilization of the low-temperature heat of fuel combustion products with the help of heat pumps]. *Promushlennaia teplotekhnyka.* 2008. 30 (2). pp. 90–98. (Ukr.)

15. Coppieters Th., Blondeau Ju. Techno-Economic Design of Flue Gas Condensers for Medium-Scale Bio-

mass Combustion Plants: Impact of Heat Demand and Return Temperature Variations. *Energies*. 2019. 12 (12). 2337. DOI: 10.3390/en12122337.

16. Joana Neves, Brian Vad Mathiesen. Heat Roadmap Europe: Potentials for large-scale Heat Pumps in District Heating. December 2018. — https: www.vbn.aau.dk

17. Efymov A.V., Honcharenko A.L., Honcharenko L.V., Esypenko T.A. [Modern technologies for deep cooling of fuel combustion products in boiler plants, their problems and solutions]. Ed. A.V. Efymov. Kharkov: National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», 2017. — https://repository.kpi.kharkov.ua/ server/api/core/bitstreams/5c169ee6-84b8-4b20-897c -c05f5dbff830/content (Rus.)

18. Hebenstreitab B., Schwablc M., Нцftbergerd E., Kronbergere B., Gappmayerf B., Gautschg H., Lundgrenh J., Toffoloi A. Heat pump enhanced heat recovery from flue gas of wood chips combustion. — https://www.best-research.eu/files/publications/ pdf/aus_05.pdf

19. Coppieters Th., Fricker Je., Blondeau Ju. Techno-economic performances of active condensation in a medium-scale biomass-fired district heating unit. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2022. Vol. 33. 101914.

20. Huang J., Zhang J., Wang L. Review of vapor condensation heat and mass transfer in the presence of non-condensable gas. *Applied Thermal Engineering*. 2015. Vol. 89. P. 469–484. — https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431115005943

21. D.T. Bălănescu, V.M. Homutescu, G. Ianuş, A. Popescu. In situ study on the condensate latent heat recovery and its economic impact in the case of a 60 kW condensing boilers system. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 997. 012139. — https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/997/1/012139

22. Jingzhong Guo, Yuheng Gu, Tianshuai Zheng, Shujie Cui, Aqu Ye, Xiaobing Yu, Ruoyu Zhao, Feng Jiang. Numerical Calculation of Wet Exhaust Gas Condensation in the Heat Exchanger. *J. Phys.: Conf. Ser.* 2023. Vol. 2503. 012090. DOI: 10.1088/1742-6596/2503/1/012090.

23. Performance evaluation of Siauliai CHP biofuel-fired power unit (Lithuania) when burning wood fuel. — http://ecopower-eu.com/ru/otsenka-rabot-byonerhobloka-tts-shiauliai-pry-szhyhanyy-drevesnoho-toplyva-/ (Rus.)

24. Hebenstreit B., Schnetzinger R., Ohnmacht R., Hoftberger E., Lundgren J., Haslinger W., Toffolo A. Techno-economic study of a heat pump enhanced flue gas heat recovery for biomass boilers. *Biomass and Bioenergy*. 2014. Vol. 71. pp. 12–22. DOI: 10.1016/j.biombioe.2014.01.048.

25. Nikitin Ye.Ye., Dutka O.V. [Technical and economic efficiency of combined district heating with local heat source for district hot water]. *Enerhotechnolohiji ta resursozberezhennja*. 2020. No. 1. pp. 34–40. DOI: 10.33070/etars.1.2020.4. (Ukr.)

26. [Building Climatology]. Moscow : Strojyzdat, 1990. 86 p. — https://www.gostrf.com/normadata/1/4294854/4294854022.pdf (Rus.)

27. Stepanov D.V., Korzhenko Je.S., Bodnar L.A. [Boiler installations of industrial enterprises]. Vinnycja: Vinnytsia National Technical University, 2011. (Ukr.)

28. Guide to Instruments and Methods of Observation. Vol. 1: Measurement of Meteorological Variables. *WMO*. 2021. No. 8.

29. Jankovyj V.O. [Comparative analysis of important economic criteria of the company's investment projects]. *Visnyk sotsialno-ekonomichnykh doslidzhen*. 2021. No. 2. pp. 125–141. (Ukr.)

30. [Condensing economizer with capacity of 1 MW]. — http://kge.bio/ob-ekty/ustanovka-ekonomajzera-ma-borispol (Ukr.)

31. [The first economizer in Ukraine after the biofuel boiler]. — https://uabio.org/news/uabio-news/3964/ (Ukr.)

32. [TPP on wood waste 5.4 MW]. — http://www.biginvest.com.ua/alitus-derevo-project.html (Ukr.)

Received October 28, 2023