

Боженко М.Ф.

<https://orcid.org/0000-0003-2649-0901>

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

МЕТОДИКА ВИБОРУ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ДИМОВИХ ГАЗІВ В КОТЕЛЬНЯХ ПРИ ЗВОЛОЖЕННІ ДУТТЬОВОГО ПОВІТРЯ

Стаття присвячена підвищенню енергетичної ефективності котельного устаткування на промислових ТЕЦ та в котельнях систем централізованого та помірно-централізованого теплопостачання, що працюють на природному газі. Відомо, що температура димових газів на виході багатьох парових і водогрійних котлів перевищує 140°C , що призводить до збільшених втрат потоків теплоти з відхідними димовими газами, а, відповідно, і до зменшення ККД цих агрегатів. Застосування утилізаційних установок димових газів для глибокого охолодження продуктів згоряння нижче температури точки роси підвищить їх ефективність за рахунок збільшення ККД котла і зменшення споживання природного газу. Для цих цілей можуть бути використані контактні або поверхневі теплообмінники. Актуальними на сьогоднішній день є впровадження в паливоспалюючих установках заходів щодо зменшення шкідливих для навколишнього середовища викидів оксидів азоту. Одним із ефективних методів зниження оксидів азоту є зволоження дуттьового повітря, наприклад, у контактних повітрянагрівачах. Окрім цього, зволоження дуттьового повітря сприяє збільшенню потоків відведеної теплоти в утилізаторах за рахунок підвищення ентальпії димових газів на вході до них. Для однієї зі схем комплексної утилізації теплоти димових газів котельні розроблена методика вибору набірних теплоутилізаційних установок (ТУ) з типових поверхневих калориферів при зволоженні дуттьового повітря і глибокому охолодженні димових газів. Такі ТУ доцільно експлуатувати при наявності споживачів з низькою температурою води при оптимальній температурі димових газів на виході $t_r'' = 20 - 30^{\circ}\text{C}$. Після визначення максимального потоку відведеної від димових газів теплоти, який більше приблизно у 3 рази ніж для «сухого» режиму роботи ТУ і у 1,3 рази – ніж при глибокому охолодженні димових газів без зволоження дуттьового повітря, обчислюють можливу витрату потоків води. В розрахунках площі теплопередавальної поверхні ТУ і виборі кількості та схеми розміщення калориферів при визначенні коефіцієнта теплопередачі на зовнішній поверхні трубок враховується їх зрошення конденсатом водяних парів з димових газів. В схемі утилізації також розроблена методика вибору контактних повітрянагрівачів (КПН) з типових конструкцій декарбонізаторів для зволоження та нагрівання дуттьового повітря, що надходить на спалювання природного газу в котлах. Результатом розрахунків за цією методикою є визначення внутрішнього діаметра колони та висоти шару насадки з керамічних кілець Рашига розмірами $25 \times 25 \times 3$ мм.

Ключові слова: котельня, природний газ, димові гази, температура, вологовміст, теплоутилізаційна установка, потоки теплоти, дуттьове повітря, зволоження, вода.

Постановка проблеми. В Україні для теплопостачання житлових, громадських та виробничих будівель широко використовуються котельні з водогрійними та паровими котлоагрегатами, підвищення ефективності яких може бути досягнуто і за рахунок зменшення температури відхідних димових газів. Встановлюючи за такими котлоагрегатами при спалюванні в них природного газу теплоутилізаційні установки (ТУ) досягається підвищення ККД, а потоки утилізованої теплоти

можуть бути корисно використані або в циклі котельні, або для нагрівання води зовнішніх споживачів. Відомо, що ТУ можуть експлуатуватися в режимах, коли від димових газів відводяться тільки потоки «явної» теплоти або і «явної» та «прихованої». Другий режим експлуатації, як показали теоретичні та практичні дослідження, з енергетичної точки зору є більш ефективним.

Захист докільля від шкідливих викидів, що містяться в димових газах, зокрема, оксидів азоту,



є також важливим фактором при експлуатації котелень. А цю проблему можна вирішувати при зволоженні дуттьового повітря, яке подається на спалювання природного газу в котлах. Окрім зменшення викидів оксидів азоту при зволоженні дуттьового повітря також підвищується і енергетична ефективність ТУ за рахунок збільшення ентальпії продуктів згоряння, які надходять в утилізатори.

В навчальному посібнику [1, с. 9; с. 29 – 43] з посиланням на відповідні літературні джерела описані типові ТУ, які використовуються для утилізації теплоти відхідних димових газів парових і водогрійних котлів:

- поверхневі утилізатори-калорифери, що експлуатуються у так званому «сухому» режимі;
- блочні контактні економайзери типу ЕК-БМ;
- автономний контактено-поверхневий економайзер АЕМ-0,6;
- контактний теплообмінний апарат з активною насадкою (КТАН-утилізатор);
- контактний повітропідігрівач з активною насадкою (КТАН-повітропідігрівач);
- комплексна екологічно чиста теплоутилізаційна установка контактеного типу (ЕКТ) з контактним теплоутилізатором (КТУ) і контактним повітропідігрівачем (КПН).

В попередніх публікаціях були проаналізовані роботи [2 – 4], де розглянуті сучасні підходи до застосування теплоутилізаційного обладнання в теплових схемах ТЕЦ і котелень. Авторами цих робіт були запропоновані комплексні теплоутилізаційні установки з підігріванням та зволоженням дуттьового повітря і нагріванням води різних потреб (зворотньої з теплових мереж, хімічно очищеної, технологічних споживачів, гарячого водопостачання тощо).

При виборі типу теплоутилізаційних установок слід також враховувати і необхідність захисту газового тракту котлів після них та димових труб. Мова йде про виключення конденсації водяних парів з димових газів при їх глибокому охолодженні нижче температури точки роси в цих елементах. Авторі роботи [5, с. 125] з посиланням на попередні публікації виділяють методи запобігання конденсації, які, зокрема, пов'язані зі зміною вологості димових газів: байпасування частини димових газів поза ТУ, підмішування до димових газів після ТУ нагрітого в повітронагрівачі котла повітря, підсушування цих газів у спеціальних теплообмінниках-газопідігрівачах.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В попередніх публікаціях за участі автора [6 – 12]

наведені результати розрахункових досліджень енергетичної та екологічної ефективності утилізаторів-калориферів при встановленні їх за паровими та водогрійними котлами котелень. Як показав аналіз дослідження порівняльної ефективності поверхневих та контактних ТУ поверхневі утилізатори є найефективнішими з економічної точки зору за меншою величиною зведених витрат [6, 10]. Для запобігання конденсації водяних парів в газовому тракті і в димовій трубі був обраний метод байпасування частини димових газів в обхід калориферів.

Розрахунки енергетичної ефективності поверхневих утилізаторів-калориферів, що встановлені в опалювальній котельні за водогрійними котлами типу КВ-ГМ, при їх експлуатації в «сухому» та «мокрому» режимах (каскадна утилізація), наведені в роботі [7, с. 87]. При експлуатації калориферів в «сухому» режимі температура димових газів на виході з них становила 60 °С. Для так званого «мокрого» режиму роботи калориферів була визначена мінімальна температура димових газів на виході, що становила 19 – 24 °С, а оптимальне значення коефіцієнта байпасування для цих температур – 0,22 – 0,32. За рахунок глибокого охолодження димових газів при використанні каскадної калориферної установки порівняно з експлуатацією її в «сухому режимі» для котельні з трьома водогрійними котлами КВ-ГМ-10 за опалювальний сезон можливо досягти збільшення кількості утилізованої теплоти біля 22 тис. ГДж/рік.

Загальний максимальний потік відведеної в калориферних установках теплоти при глибокому охолодженні димових газів у разі зволоження дуттьового повітря для водогрійної котельні з трьома водогрійними котлами КВ-ГМ-10 дорівнює 5826 кВт. Загальна річна кількість утилізованої теплоти складає 42398 ГДж/рік, а її приріст за рахунок зволоження дуттьового повітря 4400 ГДж/рік (біля 10%) [8, с. 56]. Також в роботі отримано, що викидання оксидів азоту з димовими газами при зволоженні дуттьового повітря, яке надходить на газові пальники котлів, зменшується приблизно у 2 рази.

Розрахунково-чисельним методом виконаний аналіз впливу на енергетичну та екологічну ефективність поверхневих утилізаторів температури та вологовмісту зволожуваного повітря, що подається на пальники котлів [9, с. 12-13]. Було показано, що з точки зору практичної реалізації в котельнях більш доцільним є зволоження повітря при температурі 50°С. Вологовміст повітря при цьому сягатиме 85 г/кг с.п, а димових газів на

вході в утилізатор – 190 г/кг с.г. Оптимальна температура газів на виході з калорифера складатиме 27 – 32 °С, а коефіцієнт байпасування – 0,26 – 0,33. Питома кількість відведеної в калориферах теплоти порівняно з режимом без зволоження повітря може бути збільшена на 28 %, а викиди оксидів азоту з димовими газами в довкілля можуть бути зменшені більше як у 3 рази.

В роботі [10, с. 88] були проаналізовані схеми трьох теплоутилізаційних установок димових газів котельні зі зволоженням дуттьового повітря: з КТАНом-утилізатором – КТАНом-повітрянагрівачем, екологічно чиста установка, з поверхневими утилізаторами-калориферами. На основі розроблених методик виконані практичні розрахунки енергетичної і екологічної ефективності ТУ. В результаті порівняння отриманих результатів виявлено, як зазначено вище, що теплоутилізаційна установка з поверхневими калориферами характеризується найвищими показниками енергетичної і екологічної ефективності.

В результаті числових розрахунків [11, с. 36 – 38] отримані узагальнені залежності коефіцієнта байпасування та питомої кількості відведеної від димових газів теплоти у залежності від температури охолоджених димових газів та їх температури на вході в поверхневі утилізатори-калорифери, а також різних значеннях вологовмісту димових газів. Зазначені залежності отримані для трьох режимів роботи утилізаторів: «сухого», при глибокому охолодженні димових газів, при глибокому охолодженні димових газів зі зволоженням дуттьового повітря. Отримані залежності можуть бути використані в режимі реального часу

для визначення можливої максимальної кількості відведеної теплоти, або для регулювання теплопродуктивності утилізаторів у залежності від необхідного потоку теплоти для нагрівання води зовнішніх споживачів.

Методики вибору набірних теплоутилізаційних установок з типових поверхневих калориферів наведені в роботі [12]. Розрахункова кількість калориферів, режими їх експлуатації («сухий» чи «мокрый») та спосіб розміщення, обумовлюється можливими потоками теплоти відхідних димових газів котлів та необхідним тепловим навантаженням споживачів гарячої води. В результаті числових розрахунків також отримані рівняння для визначення максимально можливих потоків відведеної теплоти при охолодженні димових газів в ТУ [12, с. 112].

Постановка завдання. Метою статті є розробка методик вибору теплоутилізаційного обладнання димових газів в котельнях (набірних теплоутилізаційних установок з типових поверхневих калориферів і типових контактних повітрянагрівачів) при зволоженні дуттьового повітря. Режими і параметри експлуатації цього обладнання будуть обумовлюватися можливими потоками теплоти відхідних димових газів котлів та необхідним тепловим навантаженням споживачів гарячої води.

Виклад основного матеріалу. Схема комплексної теплоутилізаційної установки наведена на рис. 1 [9, с. 9].

Згідно з описом схеми [9, с. 9] димові гази з котла 1 надходять в міжтрубний простір теплоутилізатора-калорифера 2, де охолоджуються і осушуються

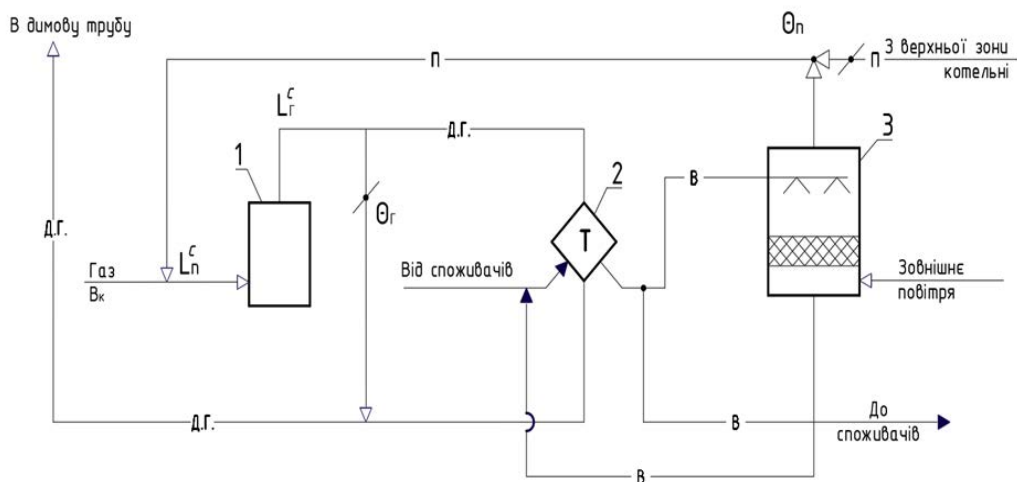


Рис. 1. Схема утилізації теплоти димових газів: 1 – водогрійний котел; 2 – теплоутилізатор-калорифер; 3 – контактний повітрянагрівач; -п– повітря; – д.г.– димові гази; -в– вода

та спрямовуються в димову трубу. Для запобігання конденсації водяних парів в газовому тракці і димовій трубі частина димових газів, що визначається коефіцієнтом байпасування θ_p , надходить на підмішування до охолоджених димових газів. У

трубках калориферної установки циркулює вода, яка нагрівається і частково надходить на контактний повітрянагрівач та частково – до зовнішніх споживачів, після яких знову спрямовується до калориферної установки. На контактний повітрянагрівач 3 надходить зовнішнє повітря, яке при безпосередньому контакті з водою на насадці, наприклад, з кілець Рашига, нагрівається та зволожується, і спрямовується на газові пальники котлів. Для запобігання випадіння вологи зі зволоженого повітря, відносна вологість якого сягає 95 – 100 %, до нього підмішується повітря з верхньої зони котельні, що характеризується коефіцієнтом байпасування θ_n .

Методика вибору калориферних установок при глибокому охолодженні димових газів зі зволоженням дуттьового повітря. Як наголошено в роботі [12, с. 108] експлуатація калориферних установок при глибокому охолодженні димових газів доцільна при наявності споживачів з низькою температурою води, що також відноситься і до режиму їх роботи зі зволоженням дуттьового повітря. Для таких ТУ беруть оптимальну температуру димових газів на виході $t''_r = 20 - 30$ °С [12, с. 108] і за формулою (1) [12, с. 108] визначають максимально можливі потоки відведеної теплоти при охолодженні димових газів в ТУ, кВт. На відміну від попереднього дослідження спочатку за рис. 3 або формулою (13) [11, с. 38] визначають умовну кількість відведеної від димових газів теплоти $q'_{к.г}$, кДж/кг, у залежності від t''_r . Надалі за формулою (11) [11, с. 37] обчислюють дійсну питому кількість відведеної від димових газів теплоти $q_{к.г}$, кДж/кг, у залежності від величини $q'_{к.г}$ та температури відхідних димових газів на виході з котла t'_r , за яким встановлена ТУ.

За аналогією з прикладом [12, с. 109], при експлуатації ТУ, яка може бути встановлена за котлом КВ-ГМ-10, при глибокому охолодженні димових газів зі зволоженням дуттьового повітря, величина $q'_{к.г} = 479$ кДж/кг. Тоді потік відведеної від димових газів теплоти в ТУ складе $Q_{к.г} = 2250$ кВт, що більше приблизно у 3 рази ніж для «сухого» режиму роботи ТУ і у 1,3 рази – ніж при глибокому охолодженні димових газів без зволоження дуттьового повітря.

Надалі за рівнянням теплового балансу визначають витрату потоку води, кг/с, що нагрівається в калориферній установці

$$G_{вi} = Q_{кi} / c_{в} (t''_{вi} - t'_{вi}), \quad (1)$$

де $c_{в}$ – теплоємність води, кДж/(кг · К), яку можна брати сталою $c_{в} = 4,19$ кДж/(кг · К); $t''_{вi}$ та $t'_{вi}$ – температури потоку води на виході з ТУ та вході до неї відповідно, °С.

Наступний вибір типу та кількості калориферів в ТУ здійснюється за методикою, яка рекомендована при виборі калориферних установок, що експлуатуються в «мокрому» режимі [12, с. 110 – 111].

Методика вибору контактних повітрянагрівачів. Зауважимо, що контактні повітрянагрівачі (КПН) в системах утилізації теплоти димових газів котелень використовуються не тільки для економії палива за рахунок попереднього підігріву повітря, а і для отримання екологічного ефекту – зменшення викидів оксиду азоту [10, с. 86]. В умовах експлуатації цих апаратів оптимальною температурою нагріву дуттьового повітря, як зазначено вище, є $t''_n = 50$ °С. Досягти таку температуру можливо при подаванні на КПН води з температурою $t''_в = 58$ °С [10, с. 86].

Для схеми утилізації, що розглядається в роботі (див. рис. 1), беремо як КПН типову конструкцію декарбонізатора, що застосовується для видалення розчинних газів з води в схемах водопідготовки ТЕЦ, котелень, або на підприємствах хімічної промисловості з використанням повітря [10, с. 86].

Потік теплоти, що витрачається на нагрівання та зволоження повітря в КПН, кВт, визначається за формулою

$$Q_{кпн} = L_n^c (1 - \theta_n) (h''_n - h'_n), \quad (2)$$

де L_n^c – масова витрата сухого повітря, кг/с; θ_n – коефіцієнт байпасування за повітрям (в розрахунках можна брати $\theta_n = 0,2$); h''_n і h'_n – ентальпії повітря на виході з КПН і на вході до нього відповідно, кДж/кг.

Масова витрата сухого повітря, кг/с

$$L_n^c = \frac{B_k}{3600} \alpha_t V_n^o \rho_{с.н}^o, \quad (3)$$

де B_k – витрата природного газу на спалювання в котлі, м³/год; α_t – коефіцієнт надлишку повітря в топці котла; V_n^o – теоретично необхідний об'єм повітря для спалювання природного газу, м³/м³; $\rho_{с.н}^o$ – густина сухого повітря за нормальними умовами, кг/м³.

Відомо, що величина $\rho_{с.н}^o = 1,293$ кг/м³, за практичними рекомендаціями можна брати $\alpha_t = 1,05$, а для усередненого складу природного газу величина $V_n^o = 9,59$ м³/м³ [9, с. 10], тоді згідно з формулою (3) для визначення масової витрати сухого повітря, кг/с, можна використовувати вираз

$$L_n = 3,617 \cdot 10^{-3} \cdot B_k \quad (4)$$

Ентальпії повітря h'_n і h''_n , кДж/кг, можна обчислити або за $h-d$ діаграмою, або за відповідними формулами [1, с. 71], при відомих температурах (t'_n , °С) та відносних вологостях (φ'_n , %), які визначаються наступним чином:

– на вході в КПН – залежать від населеного пункту: температура t'_n дорівнює середній температурі зовнішнього повітря за опалювальний період $t_{ср.о}$; відносна вологість φ'_n визначається для січня місяця [13, с. 345 – 346];

– на виході з КПН – температура, як зазначено вище, $t''_n = 50$ °С; відносна вологість $\varphi''_n = 100$ %; тоді для будь-якого населеного пункту величина ентальпії складе $h''_n = 273,5$ кДж/кг.

Визначають площу поперечного перерізу насадки, m^2

$$f_n = \frac{V_n}{v_n} = \frac{L_n (1 - \theta_n) (1 + \frac{\bar{d}_n}{1000})}{\bar{\rho}_n} \quad (5)$$

де V_n – об'ємна витрата повітря, що нагрівається і зволожується у КПН, m^3/c ; v_n – швидкість повітря в поперечному перерізі насадки КПН, m/c ; \bar{d}_n – середній вологовміст повітря в КПН, $г / кг$ с.п.; $\bar{\rho}_n$ – середня густина повітря в КПН, $кг / m^3$.

Величини \bar{d}_n і $\bar{\rho}_n$ обчислюють за залежностями, що наведені в [1, с. 73], при цьому d'_n визначається або за $h-d$ діаграмою, або за відповідною формулою [1, с. 71], а $d''_n = 86,3$ $г / кг$ с. п.; швидкість повітря частіше беруть $v_n = 1,5 - 2$ $м / с$ [1, с. 73].

За отриманою величиною f_n за табл. 1 обирають декарбонізатор з найближчим значенням стандартної площі поперечного перерізу насадки (f_n , m^2) і відповідним внутрішнім діаметром ($D_{вн}$, мм), після чого з рівняння (5) уточнюють дійсну швидкість повітря в насадці (v_n^1 , $м / с$).

Таблиця 1

Конструктивні характеристики декарбонізаторів

$D_{вн}, мм$	565	730	1030	1260	1460
f_n, m^2	0,251	0,417	0,833	1,25	1,67
$D_{вн}, мм$	1630	1790	2060	2315	2520
f_n, m^2	2,08	2,50	3,33	4,17	5,00

За рівнянням вигляду (1) визначають витрату нагрівальної води на КПН (G_v , $кг / с$), при цьому беруть визначене за формулою (2) теплове навантаження КПН ($Q_{кпн}$, кВт), а температури нагрівальної води на вході $t''_в = 58$ °С і на виході – $t'_в = 20$ °С.

Визначають висоту шару насадки в КПН, $м$

$$H_n = \frac{V_n}{f_n} = \frac{Q_{кпн} / q_v}{f_n} \quad (6)$$

де V_n – об'єм насадки в КПН, m^3 ; q_v – об'ємна теплова напруга насадки, $кВт / m^3$.

У зв'язку з відсутністю експериментальних даних для контактних повітрянагрівачів в практичних розрахунках можна скористатися результатами досліджень насадкових контактних економайзерів Аронова І. З., де величина q_v , $кВт / m^3$, наведена у залежності від густини зрошення насадки водою (g , $m^3 / (m^2 \cdot год)$) та числа Рейнольдса для димових газів (Re_r). Такий підхід з посиленням на відповідне першоджерело був використаний в роботі [10, с. 86].

Густина зрошення g , $m^3 / (m^2 \cdot год)$, і число Рейнольдса для потоку повітря (Re_n) визначаються за наступними залежностями

$$g = \frac{G_v \cdot 3600}{f_n \cdot \rho_v}; \quad Re_n = \frac{v_n^1 d_c}{\nu_n} \quad (7)$$

де ρ_v – густина води, $кг / m^3$, яку в розрахунках можна брати 1000 $кг / m^3$; d_c – еквівалентний діаметр насадки, $м$; ν_n – кінематична в'язкість повітря, $m^2 / с$.

Для керамічних кілець Рашига розмірами $25 \times 25 \times 3$ мм, які є найпоширенішими в декарбонізаторах, величина $d_c = 0,015$ мм, а кінематичну в'язкість повітря, $m^2 / с$, визначають за таблицями фізичних властивостей при середній температурі $t_{ср.п} = 0,5 (t'_n + t''_n)$.

Екстраполюванням експериментальних результатів Аронова І. З. були отримані значення величини q_v для насадкових камер КПН (табл. 2).

Таблиця 2

Орієнтовна об'ємна теплова напруга насадкових камер КПН з кілець Рашига $25 \times 25 \times 3$ мм при $t'_n = 50$ °С, q_v , $кВт / m^3$

Re_n	Густина зрошення g , $m^3 / (m^2 \cdot год)$		
	20 – 30	10 – 20	5 – 10
500	90	90	90
1500	300	300	300

Для проміжних значень числа Re_n величина q_v визначається інтерполюванням.

Наприклад, за одним з котлів КВ-ГМ-10 котельні, що розташована в м. Києві, встановлена ТУ, яка експлуатується в «мокрому» режимі зі зволоженням дуттьового повітря. Вище зазначено, що максимальний потік відведеної від димових газів теплоти в ТУ складає $Q_k = 2250$ кВт. Один або декілька калориферів даної установки буде використаний для нагріву потоку води, що спрямовується на КПН.

При витраті природного газу на котел $B_k = 1260$ $m^3 / год$ [14, с. 79] за виразом (4) визна-

чили витрату сухого повітря на КПН, яка складе $L_n^c = 4,56 \text{ кг/с}$.

Для м. Києва за [13, с. 345] визначили температуру $t_{\text{ср.о}} = -0,1 \text{ }^\circ\text{C}$ та відносну вологість $\phi_n = 83 \%$, а за $h-d$ діаграмою – ентальпію повітря на вході в КПН $h_n' = 7,5 \text{ кДж/кг}$. При величині $h_n'' = 273,5 \text{ кДж/кг}$ та $\theta_n = 0,2$, що зазначено вище, за формулою (2) визначили потік теплоти на нагрівання і зволоження повітря в КПН $Q_{\text{кпн}} = 970 \text{ кВт}$.

При температурах нагрівальної води на вході в КПН $t_n'' = 58 \text{ }^\circ\text{C}$ і на виході $t_n' = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ за рівнянням вигляду (1) визначили її витрату $G_n = 6,1 \text{ кг/с}$.

При значеннях вологовмісту повітря на вході в КПН $d_n' = 3,3 \text{ г/кг с.п}$ та виході з нього $d_n'' = 86,3 \text{ г/кг с.п}$ за [1, с. 73] визначили величину середнього вологовмісту в КПН $\bar{d}_n = 24,4 \text{ г/кг с.п}$. За [1, с. 73] також визначили середню температуру і середню густину в КПН $\bar{\rho}_n = 1,177 \text{ кг/м}^3$.

Беремо швидкість повітря в поперечному перерізу насадки КПН $v_n = 1,7 \text{ м/с}$ і за формулою (5) визначаємо площу поперечного перерізу насадки КПН $f_n = 1,87 \text{ м}^2$. Найближчому стандартному значенню цієї величини відповідає $f_n = 2,08 \text{ м}^2$ і внутрішній діаметр декарбонізатора $D_{\text{вн}} = 1630 \text{ мм}$ (табл. 1). Уточнена дійсна швидкість повітря в КПН складе $v_n^a = 1,53 \text{ м/с}$.

Для середньої температури повітря в КПН визначили кінематичну в'язкість $\nu_n = 15,55 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, а за формулами (6) – величини $Re_n = 1478$ і $g = 10,6 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{год})$. Тоді за табл. 2 визначена величина $q_v = 295 \text{ кВт/м}^3$, а за формулою (6) – висота шару насадки $H_n = 1,6 \text{ м}$.

Таким чином для нагрівання і зволоження повітря, що надходить на спалювання природного газу водогрійного котла КВ-ГМ-10, обрана колона декарбонізатора внутрішнім діаметром $D_{\text{вн}} = 1630 \text{ мм}$ і висотою шару насадки з керамічних кілець Рашига $H_n = 1,6 \text{ м}$, а загальна її висота може бути $H_k = 2,5 - 3 \text{ м}$.

Висновки. 1) Розглянута комплексна установка для глибокої утилізації теплоти димових газів в котельні та зволоження дуттьового повітря котлів у складі поверхневих калориферів і контактного повітрянагрівача.

2) Наведена методика вибору типу та кількості калориферних установок при «мокрому» режимі їх експлуатації, що обумовлюється охолодженням димових газів до оптимальної температури $t_n'' = 20 - 30 \text{ }^\circ\text{C}$ та нагріванням потоків води з низькою температурою.

3) Запропоновано використовувати типові конструкції декарбонізаторів як контактні повітрянагрівачі для нагрівання та зволоження дуттьового повітря котлів при спалюванні в них природного газу. Наведена методика вибору КПН, результатом розрахунків за якою є визначення внутрішнього діаметра колони та висоти шару насадки з керамічних кілець Рашига розмірами $25 \times 25 \times 3 \text{ мм}$.

4) Напрямок подальших досліджень може бути розробка програмного забезпечення для автоматизованого розрахунку та вибору обладнання теплоутилізаційних установок у залежності від можливих потоків теплоти відхідних димових газів котлів та необхідного теплового навантаження споживачів гарячої води.

Список літератури:

1. Боженко М. Ф., Сало В. П. Енергозбереження в теплопостачанні : навч. посіб. К. : НТУУ «КПІ». 2008. 268 с.
2. Фіалко Н. М., Навродська Р. О., Шевчук С. І., Гнедаш Г. О., Глушак О. Ю. Зменшення вологовмісту димових газів у конденсаційних теплоутилізаторах котельних установок. *Науковий вісник НЛТУ України*. Т. 29. № 8. 2019. С. 116 – 119. <https://doi.org/10.36930/40290821>.
3. Фіалко Н. М., Пресіч Г. О., Гнедаш Г. О., Навродська Р. О., Новаківський М. О. Технологія утилізації теплоти димових газів з підвищеним вологовмістом для газоспоживальних котлів комунальної енергетики. *Вісник НТУ «ХПІ», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*. № 45 (1321). 2018. С. 70 – 77. [doi:10.20998/2413-4295.2018.45.09](https://doi.org/10.20998/2413-4295.2018.45.09).
4. Новаківський М. О. Комплексні теплоутилізаційні системи для котлів малої та середньої потужності з підвищеним вологовмістом відхідних газів. автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.14.06 / ІТТФ НАН України. Київ, 2017. 21 с.
5. Фіалко Н. М., Навродська Р. О., Шевчук С. І., Пресіч Г. О., Гнедаш Г. О. Теплові методи захисту газовідвідних трактів котельних установок під час застосування теплоутилізаційних установок. *Науковий вісник НЛТУ України*. Т. 27. № 6. 2017. С. 125 – 130. <https://doi.org/10.15421/40270625>.
6. Коржевін А. Д., Боженко М. Ф. Комплексна утилізація теплоти в пароводогрійній котельні системи централізованого теплопостачання. Матеріали XI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики. 16-19 квітня 2013 р. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського. Т 1. С. 137.

7. Боженко М. Ф., Перевьорткіна І. Я. Каскадна утилізація теплоти димових газів опалювальних водогрійних котелень. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. № 1 (43). 2016. С. 81 – 88.

8. Боженко М. Ф., Перевьорткіна І. Я. Підвищення ефективності утилізаторів теплоти димових газів котелень за рахунок зволоження дуттьового повітря. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. № 1 (47). 2017. С. 51 – 57.

9. Боженко М. Ф., Озеруга О. В. Підвищення енергетичної та екологічної ефективності поверхневих теплоутилізаторів димових газів водогрійних котелень. *KPI Science News*. № 1. 2020. С. 7 – 14. DOI: 10.20535/kpi-sn.2020.1.197948.

10. Боженко М. Ф., Озеруга О. В. Порівняльні характеристики утилізаційних установок димових газів котелень зі зволоженням дуттьового повітря. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. № 1. 2020. С. 79-89. <https://doi.org/10.20535/1813-5420.1.2020.217572>.

11. Боженко М. Ф., Камишний Б. М. Методика визначення енергетичної ефективності утилізації теплоти димових газів котелень. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. Т 35 (74). № 1 (2). 2024. С.34-39. <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2024.1.2/06>.

12. Боженко М. Ф. Методика вибору поверхневих утилізаторів теплоти димових газів в котельнях. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. Т 36 (75). № 1 (1). 2025. С.107 – 113. <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2025.1.1/16>.

13. Боженко М. Ф. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського. 2019. 380 с.

14. Алабовский О. М., Боженко М. Ф., Хоренченко Ю. В. Проектирование котельных промышленных предприятий: Курсовое проектирование с элементами САПР: Навч. посібник для студентів вузів із спец. «Промислова теплотехніка». К.: Вища школа. 1992. 207 с.

Bozhenko M.F. METHODOLOGY FOR SELECTING EQUIPMENT FOR FLUE GAS HEAT RECOVERY IN BOILER HOUSES WITH COMBUSTION AIR HUMIDIFICATION

This article is devoted to increasing the energy efficiency of boiler equipment at industrial combined heat and power (CHP) plants and in boiler houses of centralized and moderately centralized heat supply systems operating on natural gas. It is well-known that the flue gas temperature at the outlet of many steam and hot water boilers exceeds 140 °C, leading to increased heat losses with exhaust gases and a corresponding reduction in the efficiency of these units. The implementation of flue gas heat recovery units for deep cooling of combustion products below the dew point increases their efficiency by enhancing the boiler's coefficient of performance (COP) and reducing natural gas consumption. Contact or surface heat exchangers can be used for these purposes. The implementation of measures to reduce environmentally harmful nitrogen oxide (NOx) emissions in fuel-burning plants is currently relevant. One of the effective methods for reducing NOx is the humidification of combustion air, for instance, in contact air heaters. Furthermore, combustion air humidification facilitates an increase in recovered heat flows in heat recovery units by raising the enthalpy of the flue gases at their inlet. For one of the schemes of comprehensive flue gas heat recovery in boiler houses, a methodology has been developed for selecting modular heat recovery units (HRUs) composed of standard surface-type air heaters under conditions of combustion air humidification and deep cooling of flue gases. It is expedient to operate such HRUs in the presence of low-temperature water consumers at an optimal flue gas outlet temperature $t_g^ = 20\text{--}30^\circ\text{C}$. After determining the maximum recovered heat flow, which is approximately 3 times greater than in the "dry" operating mode of the HRU and 1.3 times greater than during deep flue gas cooling without air humidification, the potential water flow rate is calculated. In calculating the heat transfer surface area of the HRU and selecting the number and arrangement of air heaters, the irrigation of the external tube surfaces by water vapor condensate from the flue gases is taken into account when determining the heat transfer coefficient. Within the recovery scheme, a methodology has also been developed for selecting contact air heaters (CAHs) based on standard decarbonizer designs for the humidification and heating of combustion air supplied for natural gas combustion in boilers. The results of the calculations using this methodology include the determination of the column internal diameter and the height of the packing layer consisting of ceramic Raschig rings with dimensions of $25 \times 25 \times 3$ mm.*

Keywords: boiler house, natural gas, flue gases, temperature, moisture content, heat recovery unit, heat flows, combustion air, humidification, water.

Дата першого надходження статті до видання: 04.03.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 30.03.2026

Дата публікації (оприлюднення) статті 11.05.2026