

**ДІАПАЗОН ПОПЕРЕДНЬОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ
В УДОСКОНАЛЕНІЙ ТЕПЛОАСОСНІЙ СИСТЕМІ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ**

¹Петраш В.Д., д.т.н., професор,
petrash6@ogasa.org.ua, ORCID: 0000-0002-0413-233X

¹Полунін Ю.М., к.т.н.,
yuri.polunin@ogasa.org.ua, ORCID: 0000-0002-0752-5550

¹Даниченко Н.В., к.т.н., доцент,
nikolai.danichenko@gmail.com, ORCID: 0000-0002-2344-948X

¹Одеська державна академія будівництва та архітектури
вул. Дідріхсона, 4, м. Одеса, 65029, Україна

Анотація. В роботі досліджено діапазон можливого та раціонального попереднього охолодження відпрацьованих газів в удосконаленій теплоасосній системі теплопостачання в розвиток раніше запропонованого її базового варіанту. Результатами дослідження встановлено аналітичні залежності визначення енергетичних потоків конденсатора і випарника, а також енергетичної ефективності удосконаленої системи теплопостачання. На їх основі виявлено раціональний діапазон попереднього охолодження відпрацьованих газів обертових печей, верхній рівень якого визначається, перш за все, їх початковою температурою.

Встановлено, що раціональне співвідношення витрат води для систем опалення з традиційними перепадами температур і гарячого водопостачання перебуває в межах 0,3-0,9. При цьому збільшення енергетичної ефективності відзначається в процесі експлуатаційного регулювання систем зі зниженням співвідношення витрат теплоносіїв технологічного та комунально-побутового призначення. Ступінь попереднього охолодження відпрацьованих газів, істотно залежить від їх початкової температури, знаходиться в межах 0,35-0,5 при зниженні відповідних витрат теплоносіїв в системах опалення та гарячого водопостачання. Раціональне співвідношення витрат гріючого і нагріваемого середовища в процесі контактної взаємодії, істотно залежить від початкової температури відпрацьованих газів, знаходиться в межах 0,2-1,2. Для відпрацьованих низькотемпературних газів (до 50⁰С) зворотні значення аналізованого співвідношення логічно узгоджуються з відповідними значеннями коефіцієнта зрошення.

Результатами аналітичного дослідження встановлено багатофакторні залежності енергетичних потоків в конденсаторі і випарнику, а також визначення енергетичної ефективності удосконаленої теплоасосної системи теплопостачання, на основі яких виявлено загальний діапазон можливого попереднього охолодження відпрацьованих газів обертових печей.

Ключові слова: теплопостачання, відпрацьовані гази, обертові печі випалу будівельних матеріалів, теплові насоси.

Вступ. Утилізація теплоти відпрацьованих газів теплоенергетичних установок різного призначення є досить актуальним завданням у вирішенні загальної проблеми енергозбереження та охорони навколишнього середовища. Для теплотехнології виробництва будівельних матеріалів в обертових печах авторами запропонована схема системи контактно-рекуперативної утилізації теплоти відпрацьованих газів з парокompресійною трансформацією енергетичних потоків для промислового та комунально-побутового теплопостачання [1-3]. Вирішення задач подальшого вдосконалення системи та дослідження зумовлює необхідність встановлення закономірностей впливу температурних умов і режимних параметрів розроблюваних систем на їх енергетичну, екологічну та економічну ефективність. Одним з основних факторів, що визначають високоефективну роботу системи, є обґрунтування раціонального діапазону попереднього охолодження відпрацьованих газів в роботі вдосконаленого варіанту теплоасосної системи теплопостачання, схема якої була наведена в роботах [4, 5] з урахуванням можливостей [6].

Аналіз останніх досліджень чи публікацій. Перспективним напрямком енергозбереження є вдосконалення парокompresійних систем теплопостачання [7] з термодинамічними характеристиками робочих тіл в області критичних температур, що враховують нерівномірність режимів відбору теплоти в процесі низькотемпературного нагріву води [8].

В роботі [9] розглядається додаткова можливість використання генеруємої теплоти на основі енергії інтегрованих низькотемпературних джерел в теплотехнологічних процесах промислового виробництва.

Результати дослідження запропонованої системи [10], спрямовані на підвищення енергетичної ефективності систем теплопостачання, передбачають вдосконалення процесів реверсивного вироблення комбінованим агрегатом теплоти і холоду у вигляді води і повітря для відповідних абонентських систем.

У роботах [11, 12] викладені узагальнені результати розробок традиційних і теплонасосних технологій з економічною оцінкою вкладу відповідних перспективних низькотемпературних джерел в будівлях з мінімальним енергоспоживанням.

У запропонованій теплонасосній системі [13] передбачається нагрів води для гарячого водопостачання в теплообміннику «труба в трубі» з використанням утилізованої теплоти повітря, що видається в теплий період року в реверсивному режимі з одночасним охолодженням приміщення.

Відома також [14] інтегрована теплотехнологічна схема з теплонасосним контуром для відбору теплоти з відпрацьованих газів системи сміттєспалювального комплексу (м. Мальме), яка передбачає логічно обґрунтований варіант використання енергії в замкнутому теплотехнологічному циклі очищення газів і водопідготовки для теплогенеруючої установки.

Аналіз відомих систем відбору теплоти з відпрацьованих газів з позиції енергозбереження свідчить про необхідність пошуку методів більш глибокого їх охолодження з одночасним підвищенням температурного рівня нагріву середовища для абонентських систем. При цьому в процесі охолодження відпрацьованих газів економія теплоти дозволить скоротити до 1/3 енергії традиційно палива, що спалюється. В роботі [15] акцентується увага на перспективність енергозбереження в технології виробництва будівельних матеріалів в обертових печах на основі теплонасосних технологій.

Для запропонованої системи [15] контактнo-рекуперативного відбору з парокompresійною утилізацією теплоти відпрацьованих газів обертових печей для промислового теплопостачання встановлена залежність дійсного коефіцієнта перетворення у вигляді модифікованого критерію комплексної оцінки її енергетичної ефективності. Система забезпечує високі значення коефіцієнта перетворення при відповідних співвідношеннях витрат гріючого і нагріваємого середовища в підсистемах технологічного та комунально-побутового теплопостачання, враховуючи співвідношення витрат води на опалювально-вентиляційні процеси і гаряче водопостачання.

Метою роботи є визначення впливу початкової температури та глибини попереднього охолодження відпрацьованих газів на енергетичну ефективність удосконаленої системи теплонасосної утилізації теплоти для промислового та комунально-побутового теплопостачання.

Методика дослідження базується на математичному моделюванні тепломасообмінних процесів у вдосконаленій теплонасосній системі утилізації теплоти відпрацьованих газів обертових печей з аналітичним визначенням багатofакторних залежностей теплових потоків випарника і конденсатора, а також дійсного коефіцієнта перетворення теплонасосної установки.

Результати дослідження. Запропонована система, рис. 1, працює наступним чином. Відпрацьовані гази з обертової печі 2 після фільтру тонкої очистки 26 по газоходу 4 надходять в рекуперативний теплообмінник 12 попереднього їх охолодження і послідовно проходять через секцію попереднього зрошення 6 та додаткову контактну камеру 28 для більш глибокого їх охолодження. Теплообмінник глибокого охолодження з найбільш холодною водою після

випарника 22 забезпечує кінцеве охолодження парогазової суміші, наприклад до $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, з виділення прихованої теплоти пароутворення. Після теплообмінника 7 та осушки до додаткового контакту зволожені гази з початку поступають на сепарацію в створений канал між вертикальною закрученою пластиною та внутрішнім циліндром 31 з допоміжним крильчатим завихрувачем 32 в нижній горизонтальній його площині. Після переходу з горизонтального на вертикальний напрямку руху зволожені гази на стадії насичення додатково закручуються завихрувачем 32 для наступної взаємодії їх з горизонтальною поверхнею води в додатковому піддоні 33. В результаті забезпечується не тільки додаткова інтенсифікація теплообміну з осушенням зволених газів при ударній взаємодії в додатковому піддоні 33, а й подальша їх осушка в кільцевому каналі з плівками води на поверхні зовнішнього та внутрішнього циліндрів 30 та 31.

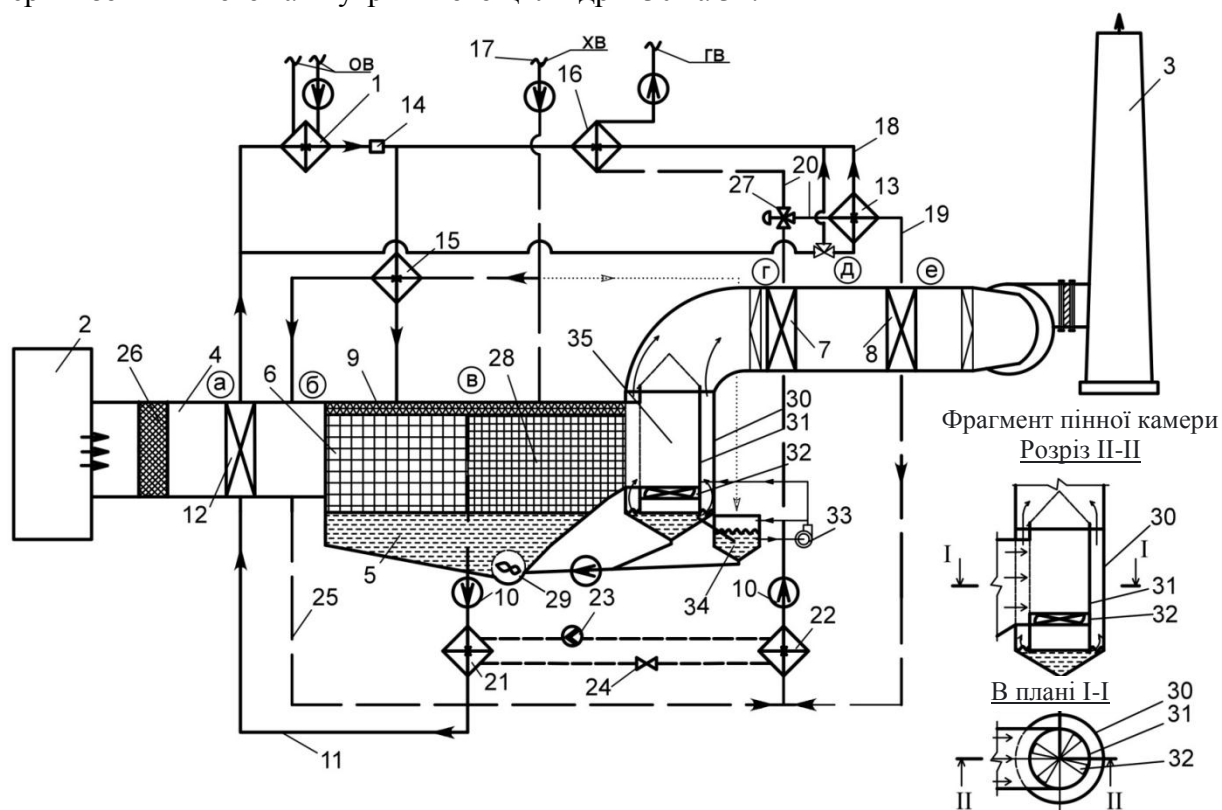


Рис. 1. Схема вдосконаленої системи контактної-рекуперативної відбору і трансформації теплоти з відпрацьованих газів:

- 1 – теплообмінник нагріву води для опалювально-вентиляційних систем; 2 – газохід (після традиційної очистки відпрацьованих газів з обертової печі); 3 – димова труба; 4 – газохід (після тонкої очистки відпрацьованих газів); 5 – піддон для збору води в контактній камері; 6 – перша контактна камера попереднього зволоження; 7 – теплообмінник доохолодження газу; 8 – підігрівач; 9 – зрошувач; 10 – циркуляційні насоси; 11, 18, 19, 20 – трубопроводи; 12 – теплообмінник попереднього охолодження газів; 13, 15, 16 – теплообмінники; 14 – дросель; 17 – трубопровід подачі вихідної холодної води; 21 – конденсатор; 22 – випарник; 23 – компресор; 24 – дросельний вентиль; 25 – трубопровід подачі води на гаряче водопостачання; 26 – фільтр тонкого очищення; 27 – трьохпозиційний регулятор витрати рідини; 28 – друга контактна камера; 29 – дренаж; 30 – зовнішній циліндричний елемент; 31 – внутрішній циліндричний елемент; 32 – завихрувач; 33 – шламовий (циркуляційний) насос; 34 – проміжна ємність; 35 – завихрювальний пристрій

Після проходження газів через теплообмінник глибокого охолодження 7 і теплообмінник 8 для незначного їх підігрівання на $2-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ з метою попередження появи конденсату в димовій трубі, вони виходять в атмосферу з температурою, близькою до температури навколишнього середовища на рівні $20-25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Вода з трубопроводу холодної води 17 безпосередньо надходить в додаткову секцію зрошування 21 для більш глибокого контактного охолодження газів. Частина потоку холодної води з трубопроводу 17 по відгалуженому трубопроводу 25 після попереднього нагрівання в проміжному теплообміннику 15 надходить в випарник 22 термотрансформаторного контуру разом з рециркуляційним потоком після рекуперативного теплообмінника 8. Теплоенергетична ефективність застосування циркуляційного трубопроводу 25 полягає в можливості відбору теплоти проміжним теплообмінником 15 з охолодженням води перед зрошувачем 9 та наступній передачі її в випарник 22 для здійснення корисного у подальшому термотрансформаторному процесі нагрівання води, яка надходить з піддону 5 через конденсатор 21. Для покращення надійності роботи зрошувальних секцій та всієї системи відпрацьована вода з бажаною густиною видаляється, наприклад, шнековою системою 29 для наступного корисного застосування її в початковому процесі замкнутого технологічного циклу.

З піддона 5 вода з секції зрошення 6 та 28 за допомогою циркуляційного насосу проходить через конденсатор 21. В ньому здійснюється нагрівання води за рахунок відібраної теплоти в випарнику 22 та частини приводної енергії в роботі компресора 23. Особливість роботи теплонасосного циклу полягає в суміщенні корисної дії не тільки випарника 22, а й конденсатора 21. В випарнику 22 теплоносій охолоджується до мінімально можливої температури, що необхідно для високоефективної роботи теплообмінника 7 глибокого охолодження зволжених газів, а в конденсаторі 21 здійснюється подальше нагрівання контактуючої води для підвищення ефективності теплопередачі теплообмінників 12, 1 та 13, 16, а також проміжного теплообмінника 15. Після конденсатора 21 вся вода з підвищеною температурою проходить по трубопроводу 11 через рекуператор попереднього охолодження газів 12. В подальшому необхідна частина води надходить в додатковий трубопровід до теплообмінників 13 та 16. Охолонувши в проміжному теплообміннику 15 вода надходить в секцію для попереднього зрошування в зрошувачі 9. Вода з додаткового трубопроводу надходить в триходовий температурний регулятор 27 з байпасною ділянкою та в теплообмінники 13 та 16 системи гарячого водопостачання. Підвищення енерготехнологічної роботи досягається за рахунок збільшення відбору складової теплоти рекуперативним теплообмінником попереднього охолодження газів з підвищенням температури гріючої води для систем опалення і гарячого водопостачання та необхідного часткового догріву газів перед викидною трубою. Підвищення техніко-економічної ефективності полягає в зниженні вартості теплонасосного обладнання в загальному обсязі відбору утилізованої теплоти з відпрацьованих газів, а також в зниженні витрат на проміжні теплообмінники систем теплопостачання та зменшенні витрат щодо найбільш шкідливих азотних та сірчаних складових в більш очищених викидних газах.

На відміну від базової схеми в аналізованій системі [15] вода з піддону проходить через конденсатор теплонасосної установки, а потім загальним потоком проходить через рекуперативний теплообмінник 12 для відповідного підігріву за рахунок теплоти попереднього охолодження відпрацьованих газів з початковою температурою. Експлуатаційна надійність роботи системи забезпечується в процесі зниження корозійного впливу газів та відкладень їх залишкової запиленості, а також в результаті регенерації води в піддоні контактних камер, яка реалізується за аналогічним способом регулювання необхідної її витрати на початковій стадії теплотехнологічного циклу загального виробничого процесу, як і в базовій схемі. Отже, в цій системі зростає тепловий потік рекуперативного відбору теплоти зі зниженням теплонасосної складової у наявному потенціалі загального утилізованого потоку.

Попереднє охолодження відпрацьованих газів в розробленій системі дозволяє підвищити ефективність процесу рекуперативного нагріву енергоносія в калориферному теплообміннику 12 для систем промислового та комунально-побутового теплопостачання. Разом з тим завищений температурний перепад попереднього охолодження газів обмежується можливістю конденсації водяної пари в розглянутому теплообміннику з погіршенням його теплообмінних, аеродинамічних та експлуатаційних характеристик. Тому одним з головних чинників підвищення енергетичної ефективності вдосконаленої контактної-рекуперативної системи з

парокомпресійною трансформацією енергетичних потоків є раціональний ступінь попереднього охолодження газів.

Енергія охолодження води в випарнику $Q_{и}$ термотрансформаторного контуру визначається за формулою (1), відповідно до залежності [4]:

$$Q_{и} = G_{гв} c_{в} \left\{ \left[\left(\frac{G_{гв}}{G_{хв}} (1 + \beta + j) + j \right) \cdot \left[t_{и,к} + \frac{a}{(1 + j) c_{в}} \left(\beta + \frac{G_{хв}}{G_{гв}} \right) \cdot (c_{г} (t_{г} - (1 + \mu) \cdot (t_{г} - t_{ух}) - 2t_{г,д} + m t_{в,г})) \right] + \right. \right. \\ \left. \left. + \left[c_{п} d_{п} (t_{г} - (1 + \mu) \cdot (t_{г} - t_{ух}) - 2t_{г,д} + m \cdot t_{в,г}) - c_{ж} t_{ж} (d_{п,г} - d_{п,д}) \right] + \frac{G_{гв}}{G_{хв}} (\beta t_{о} + t_{хв}) \right] - (1 + j) t_{и,к} \right\} \quad (1)$$

де: $t_{и,к}$ – температура води після випарника теплонасосного контуру, °С;

μ – ступінь підігріву газу в підігрівачі 8;

m – коефіцієнт, що відображає ступінь наближення температури води, що нагрівається до граничної температури можливого насичення газу водяними парами;

$c_{ж}$ – теплоємність сконденсованого пару, Дж/(кг·°С);

$t_{ж}$ – температура сконденсованого пару, °С.

Тепловий потік нагріву води в конденсаторі $Q_{к}$ термотрансформаторного контуру, що надходить з піддона контактних камер, визначається за формулою у вигляді:

$$Q_{к} = (1 + \beta + j) G_{гв} c_{в} \left\{ t_{г} + t_{о} - \frac{a}{c_{в} (1 + \beta + j)} \left(\beta + \frac{G_{хв}}{G_{гв}} \right) \cdot \left[c_{г} \Delta t_{по} \cdot (t_{г} - t_{ух}) + d_{п} (c_{п} t_{п} - c_{п,б} (t_{г} - \Delta t_{по} (t_{г} - t_{ух}))) \right] - t_{м} \right\} \quad (2)$$

де: β – співвідношення витрат води на опалювально-вентиляційні потреби і гаряче водопостачання;

j – рециркуляційна частина загальної витрати теплоносія в системі гарячого водопостачання, що проходить через теплообмінник 8 для запобігання випаданню конденсату з охолодженого газу при подальшому його контакті з поверхнями газоходів та викидної труби;

$G_{гв}$ – витрата води в системі гарячого водопроводу, кг/год.;

$c_{в}$ і $c_{п}$ – середня ізобарна теплоємність води і водяної пари, Дж/(кг °С);

$t_{г}$ і $t_{п}$ – температури відповідно сухого компоненту газу та парів до і після контактної камери, °С;

$t_{о}$ – температура теплоносія в зворотному трубопроводі системи опалення, °С;

a – співвідношення витрат гріючого енергоносія та середовища, що нагрівається;

$G_{хв}$ – витрата холодної води, яка подається з системи холодного водопроводу, кг/год.;

$c_{г}$ – середня ізобарна теплоємність газів, Дж/(кг °С);

$\Delta t_{по}$ – відносне зниження температури газу в теплообміннику попереднього охолодження;

$t_{ух}$ – температура минаючого відпрацьованого газу, після кінцевої стадії його охолодження, °С;

$d_{п}$ – вологомісткість газу, кг/кг;

$t_{м}$ – температура “морого” термометру, °С.

Енергетичну ефективність відбору теплоти з відпрацьованих газів у вдосконаленій системі теплопостачання можливо оцінити за модифікованою залежністю дійсного коефіцієнта перетворення у вигляді [4] з використанням встановлених залежностей для відповідних теплообмінників:

$$\varphi_{y} = \left(1 - \frac{Q_{и}}{Q_{к}} \right)^{-1} \quad (3)$$

На рис. 2 представлена графічна інтерпретація дійсного коефіцієнту перетворення на основі інтегрованого вирішення залежностей (1), (2) і (3) від ступеня попереднього охолодження відпрацьованих газів в контактнорекуперативній системі з трансформацією енергетичних потоків утилізованої теплоти. Для неї в якості вихідних були прийняті наступні дані:

$j=0,2$; $t_{ик}=5$ °C; $a=0,1-2$; $\beta=0,05-0,5-0,9$; $\mu=0,04$; $t_1=75; 100; 125; 150$ °C; $t_2=20$ °C; $m=1$; $t_m=44$ °C; $c_p=1100$ Дж/(кг·°C); $c_{ж}=4200$ Дж/(кг·°C); $c_r=1026$ Дж/(кг·°C); $t_{ж}=35$ °C; $d_p=0,04$ кг/кг; $d_n-d_k=0,02$ кг/кг; $t_{yx}=25$ °C; $t_0=70;65$ °C; $t_{гв}=55$ °C; $\Delta t=5$ °C; $t_r=95;85$ °C; $c_b=4200$ Дж/(кг·°C); $c_{yx}=1009$ Дж/(кг·°C); $\Theta=0,05$; $t_n=75$ °C.

З представлених графіків випливає, що широкий діапазон можливих значень попереднього охолодження відпрацьованих газів в аналізованій системі є багатофакторним та визначається, перш за все, їх початковою температурою.

Закономірно, що нижня границя попереднього охолодження газів обмежується умовами забезпечення надійності роботи системи пов'язаної, насамперед, з виключенням конденсації водяної пари.

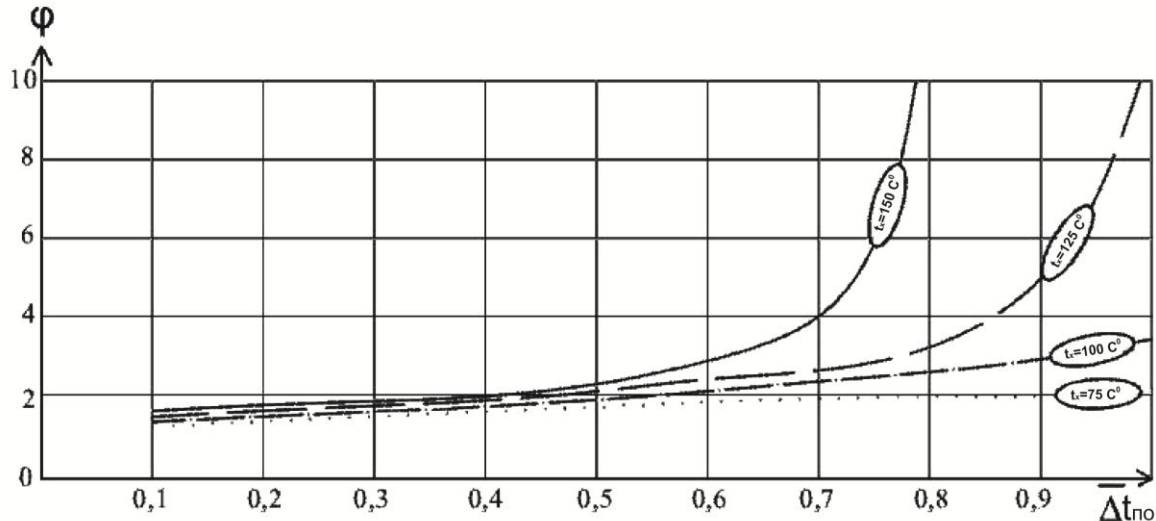


Рис. 2. Залежність дійсного коефіцієнта перетворення в системі від ступеня попереднього охолодження відпрацьованих газів в теплообміннику 12

Висновки та перспективи подальших досліджень. Результатами аналітичного дослідження встановлені багатофакторні залежності енергетичних потоків в конденсаторі та випарнику, а також визначення енергетичної ефективності удосконаленої теплонасосної системи тепlopостачання, на основі яких виявлено загальний діапазон можливого попереднього охолодження відпрацьованих газів обортових печей. Разом з тим привертає увагу можливе обмеження діапазону рекуперативної складової утилізації відпрацьованих газів при зниженні їх глибини охолодження з обмеженням граничної температури. Вона може забезпечити експлуатаційну надійність роботи системи в режимі виключення конденсації водяної пари. Пошук раціонального значення зумовлює необхідність додаткової промислової перевірки дослідно-експериментальним методом в реальних умовах експлуатації пічних агрегатів відповідного теплотехнологічного призначення.

Література

1. Полунін Ю.Н., Петраш В.Д. Термотрансформаторна система відбору теплоти з відпрацьованих газів для промислового тепlopостачання : пат. 100923 Україна : МПК (2013.01) F27В 9/00; заявл. 100923; опубл. 11.02.2013, Бюл. №3.
2. Петраш В.Д., Полунін Ю.Н. Термотрансформаторная система теплоснабження на основе контактно-рекуперативного охладження отработанных газов вращающихся печей производства строительных материалов. *Вісник Одеської державної академії будівництва та архітектури*. 2013. Вип. №52. С. 173-185.

3. Петраш, В.Д., Полунин Ю.Н. Отбор и трансформация энергии отработанных газов вращающихся печей для промышленного теплоснабжения. *Энерготехнология и ресурсосбережение*. Київ: 2013. Вип. №6. С. 59-56.
4. Петраш В.Д., Полунин Ю.Н. Зависимость энергетической эффективности работы теплонасосной системы теплоснабжения от параметров абонентских систем. *Вестник ГГТУ*. 2017. №4. С. 97-101.
5. Петраш В.Д., Полунин Ю.Н., Макаров В. О. Тепловой поток испарителя термотрансформаторного контура в усовершенствованной системе утилизации теплоты отработанных газов. *Вісник Одеської державної академії будівництва та архітектури*. 2018. Вип. №73. С. 157-163.
6. Banks D. An Introduction to Thermogeology: Ground Source Heating and Cooling, 2 Edition. Holymoore Consultancy Ltd., UK. 2014. 544 p.
7. Kleefkens O., Spoelstra S. R&d on industrial heat pumps. 11-th IEA Heat Pump Conference. 2014. 15 с.
8. Atmaca I., Kocak S. Theoretical energy and exergy analyses of solar assisted heat pump space heating system. *Thermal science*. 2014. №18. pp. 417-427.
9. Strategic Research and Innovation Agenda for Renewable Heating & Cooling, European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling. RHC-Platform, Brussels. 2013. 104 p.
10. Murphy R., Rice C., Baxter V. Integrated Heat Pump (IHP) System Development. Oak Ridge. 2007. 45 p.
11. Economical heating and cooling systems for low energy houses. IEA Heat Pump Centre, Borås, Sweden. 2011. №32. pp. 97.
12. European Heat Pump Summit 15-16 October 2013. URL: <http://www.hp-summit.de/>.
13. Convertible air conditioning unit usable as water heater. Pat. US005495723A Kenneth MacDonald. 1996. 12 p.
14. Жовмір М.М. Утилізація низькотемпературної теплоти продуктів згорання палив за допомогою теплових насосів. *Пром. теплотехніка*. 2008. №32. С. 90-98.
15. Петраш В.Д., Полунин Ю.Н. Термотрансформаторная система теплоснабжения на основе контактно-рекуперативного охлаждения отработанных газов вращающихся печей производства строительных материалов. *Вісник Одеської державної академії будівництва та архітектури*. 2013. №53. С. 59-66.

References

- [1] Ju.N. Polunin, V.D. Petrash, "Termotransformatorna sistema vidboru toploti z vidprac'ovanih gaziv dlja promislovogo teplopostachannja", Patent na vinahid no. 100923, Ukraina, МРК (2013.01) F27B 9/00, February, 11, 2013.
- [2] V.D. Petrash, Ju.N. Polunin, "Termotransformatornaja sistema teplosnabzhenija na osnove kontaktno-rekuperativnogo ohlazhdenija otrabotannyh gazov vrashhajushhihsja pechej proizvodstva stroitel'nyh materialov", *Visnik Odes'koï derzhavnoï akademii budivnictv ta arhitekturi*, vol. 52, pp. 173-185, 2013.
- [3] V.D. Petrash, Ju.N. Polunin, "Otbor i transformacija jenerгии otrabotannyh gazov vrashhajushhihsja pechej dlja promyshlennogo teplosnabzhenija", *Jenergotehnologija i resursosberezhenie*, vol. 6, pp. 56-59, 2013.
- [4] V.D. Petrash, Ju.N. Polunin, "Zavisimost' jenergeticheskoy jeffektivnosti raboty teplonasosnoj sistemy teplosnabzhenija ot parametrov abonentskih system", *Visnyk GGTU*, vol. 4, pp. 97-101, 2017.
- [5] V.D. Petrash, Ju.N. Polunin, V.O. Makarov, "Teplovoj potok isparitelja termotrasnformatornogo kontura v usovershenstvovannoï sisteme utilizacii teploty otrabotannyh gazov", *Visnik Odes'koï derzhavnoï akademii budivnictv ta arhitekturi*, vol. 73. pp. 157-163, 2018.

- [6] D. Banks, *An Introduction to Thermogeology: Ground Source Heating and Cooling*. 2 Edition. Holymoore Consultancy Ltd., UK, 2012.
- [7] O. Kleefkens, S. Spoelstra, "R&d on industrial heat pumps", *11-th IEA Heat Pump Conference*, 2014.
- [8] I. Atmaca, S. Kocak, "Theoretical energy and exergy analyses of solar assisted heat pump space heating system", *Thermal science*, no. 18, pp. 417-427, 2014.
- [9] Strategic Research and Innovation Agenda for Renewable Heating & Cooling. European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling, RHC-Platform, 2013.
- [10] R. Murphy, C. Rice, & V. Baxter, Integrated Heat Pump (IHP) System Development. Technical report, 2007.
- [11] "Economical heating and cooling systems for low energy houses", *IEA Heat Pump Centre*, no. 32, pp.1-97, 2011.
- [12] "European Heat Pump Summit", 2013. [Online]. Available: <http://www.hp-summit.de/>.
- [13] Convertible air conditioning unit usable as water heater: Pat. US005495723A Kenneth MacDonald. 1996.
- [14] M. Zhovmir, "Utilizacija niz'kotemperaturnoi teploti produktiv zgorannja paliv za dopomoguju teplovih nasosiv", *Prom. teplotehnika*, no. 32, pp. 90-98, 2008.
- [15] V.D. Petrash, Ju.N. Polunin, "Termotransformatornaja sistema teplosnabzhenija na osnove kontaktno-rekuperativnogo ohlazhdenija otrabotannyh gazov vrashhajushhihsja pechej proizvodstva stroitel'nyh materialov", *Visnik Odes'koï derzhavnoi akademii budivnictv ta arhitekturi*, vol. 53, pp. 59-66, 2013.

ДИАПАЗОН ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ОТРАБОТАННЫХ ГАЗОВ В УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ ТЕПЛОНАСОСНОЙ СИСТЕМЕ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

¹Петраш В.Д., д.т.н., профессор,
petrash6@ogasa.org.ua, ORCID: 0000-0002-0413-233X

¹Полунин Ю.М., к.т.н.,
yuri.polunin@ogasa.org.ua, ORCID: 0000-0002-0752-5550

¹Даниченко Н.В., к.т.н., доцент,
nikolai.danichenko@gmail.com, ORCID: 0000-0002-2344-948X

¹Одесская государственная академия строительства и архитектуры
ул. Дидрихсона, 4, г. Одесса, 65029, Украина

Аннотация. В работе исследован диапазон возможного и рационального предварительного охлаждения отработанных газов в усовершенствованной теплонасосной системе теплоснабжения в развитие ранее предложенного ее базового варианта. Исследованиями установлены аналитические зависимости определения энергетических потоков конденсатора и испарителя, а также энергетической эффективности усовершенствованной системы теплоснабжения. На их основе выявлен рациональный диапазон предварительного охлаждения отработанных газов вращающихся печей, верхний уровень которого определяется, прежде всего, их исходной температурой.

Установлено, что рациональные соотношения расходов воды для систем отопления с традиционными перепадами температур и горячего водоснабжения находится в пределах 0,3-0,9. При этом увеличение энергетической эффективности отмечается в процессе эксплуатационного регулирования систем со снижением соотношения расходов теплоносителей технологического и коммунально-бытового назначения. Степень предварительного охлаждения отработанных газов, существенно зависящая от их начальной температуры, находится в пределах 0,35-0,5 при снижении соответствующих расходов теплоносителей в системах отопления и горячего водоснабжения. Рациональное соотношение расходов греющей и нагреваемой среды в процессе контактного

взаимодействия, существенно зависящее от начальной температуры отработанных газов, находится в пределах 0,2-1,2. Для отработанных низкотемпературных газов (до 50⁰C) обратные значения анализируемого соотношения логично согласуются с соответствующими значениями коэффициента орошения.

Результатами аналитического исследования установлены многофакторные зависимости энергетических потоков в конденсаторе и испарителе, а также определения энергетической эффективности усовершенствованной теплонасосной системы теплоснабжения, на основе которых выявлено общий диапазон возможного предварительного охлаждения отработанных газов вращающихся печей.

Ключевые слова: теплоснабжение, отработанные газы, вращающиеся печи обжига строительных материалов, тепловые насосы.

RANGE OF EXHAUST GASES PRE-COOLING IN THE IMPROVED HEAT PUMP SYSTEM OF HEAT SUPPLY

¹**Petrash V.D.**, Doctor of Technical Sciences, Professor,
petrash6@ogasa.org.ua, ORCID: 0000-0002-0413-233X

¹**Polunin Yu.N.**, Ph.D.,
yuri.polunin@ogasa.org.ua, ORCID: 0000-0002-0752-5550

¹**Danichenko N.V.**, Ph.D., Associate Professor,
nikolai.danichenko@gmail.com, ORCID: 0000-0002-2344-948X

¹*Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture*
st. Didrikhson, 4, Odesa, 65029, Ukraine

Abstract. The paper studies the range of possible and rational pre-cooling of exhaust gases in an improved heat pump of heating supply system in the development of its previously proposed basic version. The research has established analytical dependences for determining the energy flows of the condenser and evaporator, as well as the energy efficiency of the improved heat supply system. On their basis, a rational range of preliminary cooling of exhaust gases of rotary kilns was revealed, the upper level of which is determined, first of all, by their initial temperature.

It has been established that the rational ratio of water consumption for heating systems with traditional temperature drops and hot water supply is in the range of 0.3-0.9. At the same time, an increase in energy efficiency is noted in the process of operational regulation of systems with a decrease in the ratio of the costs of heat carriers for technological and household purposes. The degree of precooling of exhaust gases, which significantly depends on their initial temperature, is in the range of 0.35-0.5 with a decrease in the corresponding flow rates of heat carriers in heating and hot water supply systems. The rational ratio of the consumption of the heating and heated medium in the process of contact interaction, which significantly depends on the initial temperature of the exhaust gases, is in the range of 0.2-1.2. For low-temperature waste gases (up to 50⁰C), the reciprocal values of the analyzed ratio logically agree with the corresponding values of the irrigation coefficient.

The results of the analytical study established multifactorial dependences of energy flows in the condenser and evaporator, as well as determining the energy efficiency of an improved heat pump of the heat supply system, on the basis of which the general range of possible pre-cooling of exhaust gases from rotary kilns was revealed.

Keywords: heat supply, exhaust gases, rotary kilns for firing building materials, heat pumps.

Стаття надійшла до редакції 12.02.2021