

ЕНЕРГЕТИКА ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

УДК 697.34:536.7

Ефективність перетворення енергії від питомої витрати повітря у системі охолодження печі, що обертається, для теплопостачання**В. Д. Петраш¹✉, О. І. Хоменко², Е. А. Гераскіна³**¹⁻³Одеська державна академія будівництва та архітектури, вул. Дідріхсона, 4, Одеса, 65029, Україна✉ e-mail: ¹petrant@ukr.netORCID: ¹<https://orcid.org/0000-0002-0413-233X>; ²<https://orcid.org/0000-0001-8013-7717>;³<https://orcid.org/0000-0002-9984-6502>

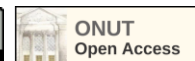
В роботі аналітично досліджується нова рекуперативно-трансформаторна система з переохолодженням рециркуляційного потоку охолодження печі, яка підвищує теплотехнологічну та енергетичну ефективність пічних агрегатів, розширюючи техніко-економічну ефективність промислового теплопостачання. Основу досліджень складає висновок, що дуже перспективним є застосування теплонасосних технологій для енергозбереження в процесах виробництва будівельних матеріалів у печах, що обертаються, з утилізацією низькотемпературних газоповітряних потоків. Зазначається, що стабілізація теплового режиму охолодження печі протягом року є важливим техніко-економічним завданням, спрямованим на покращення теплотехнічного процесу та енергозбереження, насамперед для зони випалу. Проведено аналітичне дослідження рекуперативно-трансформаторної системи з переохолодженням рециркуляційного потоку. Представлено рівняння теплового балансу системи відбору теплоти газоповітряного контуру в процесі охолодження печі. Описана передача теплоти, сприйнятої з поверхні печі, в рекуперативних теплообмінниках, а також у випарнику термотрансформаторного контуру парокомпресійного теплового насоса. Отримана узагальнююча залежність для теплового потоку охолодження печі та низькопотенційного джерела у газоповітряному циркуляційному контурі системи теплопостачання. Визначена залежність для дійсного коефіцієнта перетворення в залежності від реальних значень зміни рециркуляційної частини теплоносія. Представлена графічна інтерпретація залежності дійсного коефіцієнта перетворення від співвідношення витрат гріючого теплоносія та середовища, що нагрівається. Наголошується, що результати дослідження раціонального взаємозв'язку вихідних і режимних параметрів створюють основу для інженерної розробки запропонованих систем теплопостачання на основі стабілізуючого охолодження печі, що обертається.

Ключові слова: Вторинні енергетичні ресурси; Енергоефективність; Регенератор; Аналітичний опис; Моделювання процесів; Відпрацьовані гази; Теплопостачання; Рекуперативний теплообмінник

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v59i3.2659>

© The Author(s) 2023. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>**1. Вступ**

Незалежно від своєї форми, енергія є незамінним ресурсом, що забезпечує якість життя у сучасній цивілізації [1]. Культура та традиції країн нерозривно пов'язані з її будинками, які також

відіграють вирішальну роль в енергетичній стратегії континенту. Близько 40% попиту на енергію в Європейському Союзі використовується будинками, за ними йдуть промисловість та транспорт, на які припадає близько 30% загального попиту на енергію [2]. Викиди парникових газів, зростання

споживання енергії та зростаюча залежність від імпорту – важливі енергетичні проблеми, які має вирішити кожна країна. Згідно з дослідженнями, економія енергії є найбільш ефективним способом мінімізувати викиди парникових газів [3], при цьому одним із найбільш значущих є вуглекислий газ (CO₂). Промислові підприємства є складними поєднаннями десятків і сотень елементів обладнання, які є споживачем чи генератором теплової енергії. Теплова енергія спрямовується не лише на корисні потреби, а й втрачається у значних кількостях з відходами енергії (вторинні енергетичні ресурси). Використання вторинних енергоресурсів (ВЕР), великі резерви яких є у виробництві будівельних матеріалів у випалювальних печах, дозволяє значно підвищити енергоекономічні, екологічні та технологічні характеристики промислового та комунально-побутового теплопостачання [4]. У найбільш енергоємних печах виробництва в'язучих та стінових матеріалів коефіцієнт використання палива у 2-3 рази менший, ніж у генераторах традиційного теплопостачання. Втрати теплоти в навколишнє середовище з бічної поверхні зазвичай не вкритої печі досягають 6-7 кВт/м². При цьому ефективність спалювання палива в таких агрегатах не перевищує 40%, а втрати теплоти з бічної поверхні сягають 10-30% його загальної витрати. Раціональне використання цього ресурсу може значно підвищити енергоекономічність промислового теплопостачання з відповідним зниженням забруднення довкілля. Дуже перспективним є застосування теплонасосних технологій для енергозбереження в процесах виробництва будівельних матеріалів у печах, що обертаються, з утилізацією низькотемпературних газоповітряних потоків. Логічно, що мінімізація термотрансформаторної компоненти у загальному енергетичному потоці має бути домінуючою в енергозбереженні на цій основі. Слід зазначити, що стабілізація встановленого [5] теплового режиму охолодження печі протягом року є важливим техніко-економічним завданням, спрямованим на покращення теплотехнічного процесу та енергозбереження, насамперед для зони випалу.

2. Схемне рішення системи теплопостачання з розширенням використання енергетичного ресурсу

З позиції більш ефективного використання енергії стабілізуючого охолодження печі недо-

ліком розглянутої системи [6], [7] для промислового теплопостачання є те, що у зазначеній системі відсутня функціональна можливість одночасної утилізації теплоти та використання енергії численних вторинних та відновлюваних низькотемпературних джерел.

Результатами дослідження [8], [9] встановлена доцільність збільшення теплової потужності систем теплопостачання, що розробляються за рахунок розширення використання енергетичного ресурсу низькопотенційних джерел у поєднаному процесі стабілізуючого охолодження бічної поверхні обертової печі. Система промислового теплопостачання (рис. 1) розроблена на основі удосконаленого структурно-функціонального взаємозв'язку її вихідних елементів [10]. Тому головною метою у розробці та дослідженні запропонованої системи, представленої на рис. 1, стало підвищення техніко-економічної ефективності теплопостачання з розширенням використання енергетичного ресурсу за рахунок збільшення глибини доохолодження теплоносія низькопотенційних джерел та підвищення надійності роботи термотрансформаторного контуру.

Вода з холодного питного водопроводу з початковою температурою, яка в різні періоди року має значення з діапазону (5-25 °С), за допомогою насосу 8 проходить через триходовий регулятор витрати 12 та рекуперативний теплообмінник 13, де охолоджується до температури 2-5 °С за рахунок дії переохолодженої скидної частини циркулюючого енергоносія у випарному теплообміннику 5. Це дозволяє знизити температуру початкової води, температура якої в теплий період року досягає 25 °С (переважно в південних регіонах України), після чого вона надходить у калорифер 2. Після охолодження печі гаряче повітря з теплообмінника 5а надходить у калорифер 2 і нагріває воду. Охолоджене рециркуляційне повітря після калориферу 2 з проходженням через випарний теплообмінник 5 доохолоджується, в тому числі до рівня від'ємних температур, а після проходження через патрубок 10 і охолодження початкової води до 2-5 °С видаляється в атмосферу і замінюється теплим газопотоком від низькопотенційних джерел, що надходять через забірний патрубок 11. Автоматизований процес змішування переохолодженої частини рециркуляційного потоку і газоповітряного енергоносія, що надходить від низькопотенційних джерел, забезпечує встановлену температуру рециркуляційного пото-

ку на вході в укриття печі згідно [1] на рівні 5-10 °С. З метою більш ефективного використання теплоти охолодження печі та енергії низькопотенційних джерел із зворотної магістралі системи теплопостачання вода надходить по трубопроводу через триходовий регулятор 9 в калорифер 2 для стабілізації в ньому гідралічного режиму, а також

паралельно основною частиною надходить у конденсаторний теплообмінник 4 для догріву циркулюючої системи теплопостачання.

У разі зниження потужності системи теплоспоживання передбачена можливість акумуляції теплоти в баку-акумуляторі 7 за допомогою триходового регулюючого крана 15.

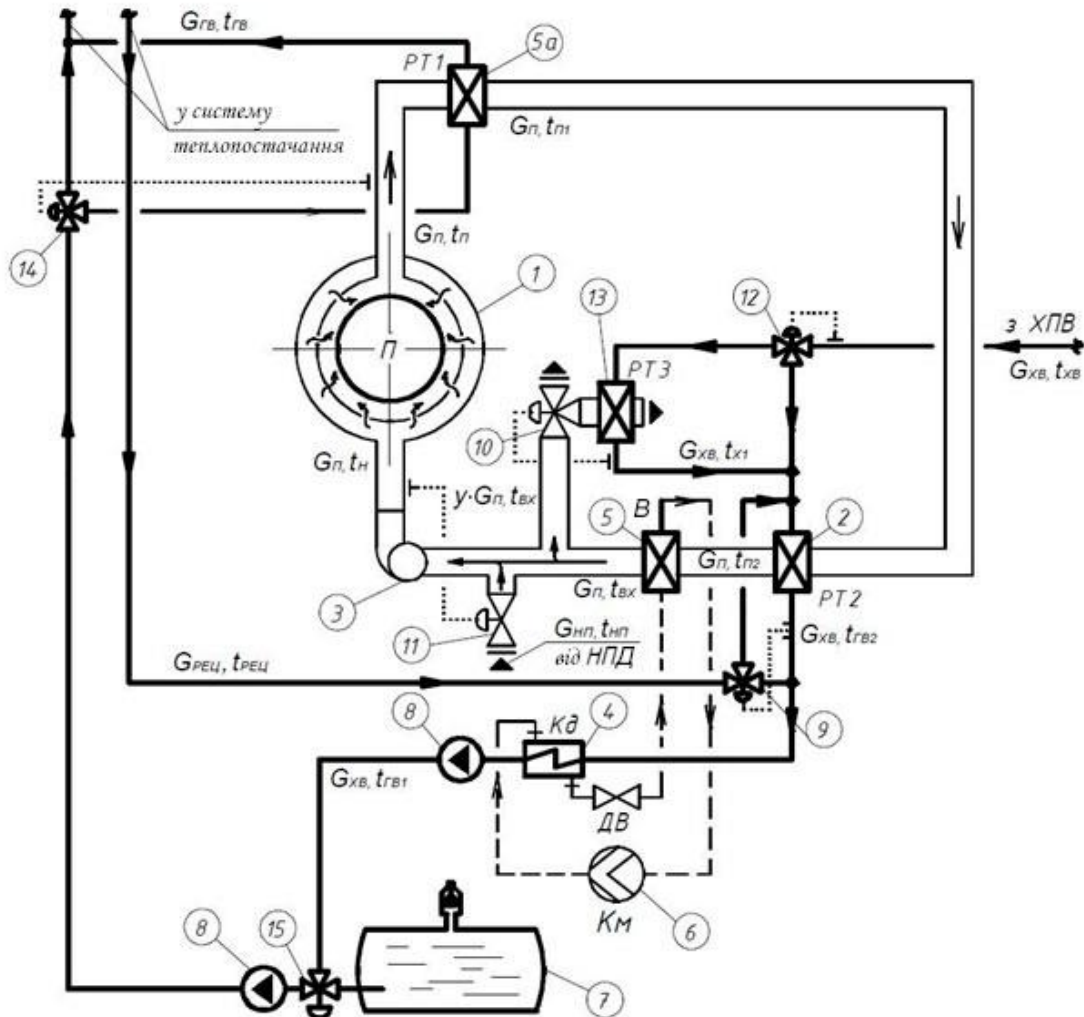


Рисунок 1 – Система теплопостачання на основі термотрансформованої енергії стабілізуючого охолодження печі та переохолодження теплоносія низькопотенційних джерел: 1 – укриття печі; 2 – калорифер; 3 – вентилятор; 4 – конденсатор; 5 – випарник; 6 – компресор; 7 – бак-акумулятор; 8 – насоси; 9 – регулятор витрати; 10, 11 – відповідно, скидний та забірний патрубки з триходовими регуляторами витрати; 12, 14, 15 – триходовий регулятор витрати; 13 – рекуперативний теплообмінник

Техніко-економічна ефективність застосування запропонованої схеми теплопостачання полягає в розширенні теплоенергетичного потенціалу аналізованої системи, яка дозволяє поліпшити енергоекономічні характеристики систем теплоспоживання. Запропонована система може застосовуватись без традиційного джерела теплоти. Попередньо охолоджена вихідна вода з постійною температурою підтримується на заданому постій-

ному низькотемпературному рівні протягом не тільки холодного, а й теплого періодів року. Отже, стабілізація встановленої початкової температури рециркуляційного повітря на вході в укриття печі підтримується на постійному рівні незалежно від зміни температури навколишнього середовища в процесі автоматичного змішування переохоложеного рециркуляційного потоку і газоповітряного теплоносія від низькопотенційного джерела.

3. Аналітичне дослідження рекуперативно-трансформаторної системи з переохолодженням рециркуляційного потоку

У процесі повітродіючого впливу тепловий потік з поверхні охолодження печі, що обертається, сприймається рециркулюючим газоповітряним середовищем, у зв'язку з чим справедлива залежність:

$$Q = F \cdot \alpha \cdot (t_n - t_n) = G_n \cdot c \cdot (t_n - t_n). \quad (1)$$

Рівняння теплового балансу системи відбору теплоти газоповітряного контуру в процесі охолодження печі представляється в загальному вигляді:

$$Q = Q_n + Q_{nn}, \quad (2)$$

де Q_n – тепловий потік, сприйнятий з охолоджуваної поверхні печі, що обертається, Вт; Q_{nn} – тепловий потік, що надходить від низькопотенційного джерела, Вт.

Передача теплоти, сприйнятої з поверхні печі, відбувається в рекуперативних теплообмінниках РТ1, РТ2, а також у випарнику термотрансформаторного контуру парокompресійного теплового насоса, у зв'язку з чим

$$Q = Q_{PT1} + Q_{PT2} + Q_B, \quad (3)$$

де Q_{PT1} , Q_{PT2} – сприйнята теплота в рекуперативних утилізаційних теплообмінниках РТ1, РТ2, Вт; Q_B – тепловий потік, що утилізується, у випарнику В термотрансформаторного контуру, Вт.

При цьому утилізований тепловий потік в рекуперативному теплообміннику РТ1, що догріває, визначається відповідною витратою повітря і перепадом температур:

$$Q_{PT1} = G_n \cdot c_1 \cdot (t_n - t_{n1}), \quad (4)$$

де G_n – витрата газоповітряного середовища у циркуляційному контурі охолодження печі, кг/с; t_n – температура газоповітряного потоку після укриття печі, °С; t_{n1} – температура циркуляційного потоку після рекуперативного теплообмінника РТ1, °С; c_1 – середня теплоємність газоповітряного середовища, Дж/(кг·°С).

Аналогічно тепловий потік, сприйнятий в рекуперативному теплообміннику РТ2, визнача-

ється за залежністю:

$$Q_{PT2} = G_n \cdot c_2 \cdot (t_n - t_{n2}) \quad (5)$$

де t_{n2} – температура повітряного потоку після регенеративного теплообмінника РТ2, °С; c_2 – середня теплоємність газоповітряного середовища, Дж/(кг·°С).

Тепловий потік, сприйнятий у випарнику В термотрансформаторного контуру, може бути представлений у вигляді:

$$Q_B = G_n \cdot c_B \cdot (t_{n2} - t_{ex}), \quad (6)$$

де t_{ex} – температура доохолодженого газоповітряного потоку після випарника В, °С; c_B – середня теплоємність газоповітряного середовища, Дж/(кг·°С).

Тепловий потік, що надходить від низькопотенційного джерела, запишемо у вигляді:

$$Q_{nn} = y \cdot G_n \cdot c_{nn} \cdot (t_{nn} - t_{ex}), \quad (7)$$

а енергію доохолодження вихідної холодної води t_{ex} скидною частиною газоповітряного потоку Q_{cb} у теплий період року в діапазоні температур ($t_{xв} - t_{x1}$), °С, представимо аналогічно у наступній формі:

$$Q_{cb} = y \cdot G_n \cdot c_{ex} \cdot (t_{x1} - \Delta t - t_{ex}), \quad (8)$$

де y – частина газоповітряного потоку, що надходить від низькопотенційного джерела в компенсацію рівноважної скидної частини загального рециркуляційного потоку; t_{x1} – температура води, що надходить в рекуперативний теплообмінник РТ3, °С; Δt – температурний перепад недоохолодження вихідної холодної води щодо температури скидної частини рециркуляційного потоку, який визначається встановленою поверхнею теплообмінника РТ3, °С; t_{nn} – температура газоповітряного середовища, що надходить від низькопотенційного джерела, °С; c_{nn} , c_{ex} – середня теплоємність газоповітряного середовища за відповідної температури, Дж/(кг·°С). Тепловий потік охолодження печі та низькопотенційного джерела у газоповітряному циркуляційному контурі системи теплопостачання на основі залежності (2) з урахуванням (4)-(8) записується в узагальненому вигляді:

$$Q_{\Sigma} = Q_n + Q_{nn} = G_n \cdot c_1 \cdot (t_n - t_{n1}) + G_n \cdot c_2 \cdot (t_{n1} - t_{n2}) +$$

$$+ G_n \cdot c_{II} \cdot (t_{n2} - t_{ex}) - y \cdot G_n \cdot c_{ex} \cdot (t_{x1} - \Delta t - t_{ex}) + \\ + y \cdot G_n \cdot c_{nn} \cdot (t_{nn} - t_{ex}) \quad (9)$$

Температура доохолоджуваного газоповітряного потоку після випарника В термотрансформаторного контуру визначається із залежності (6) у наступному вигляді:

$$t_{ex} = t_{n2} - \frac{Q_B}{G_n \cdot c_B} \quad (10)$$

Зважаючи на те, що сприйнятий тепловий потік у конденсаторі Q_k визначається тепловою потужністю випарника Q_B та приводною потужністю компресора N :

$$Q_k = Q_B + N, \quad (11)$$

а коефіцієнт перетворення представляє відношення:

$$\varphi = \frac{Q_k}{N}, \quad (12)$$

звідки $N = \frac{Q_k}{\varphi}$.

В результаті сприйнятий тепловий потік у випарнику згідно (11) подається в наступному вигляді:

$$Q_B = Q_k - \frac{Q_k}{\varphi} = Q_k \left(1 - \frac{1}{\varphi} \right). \quad (13)$$

З урахуванням залежностей (10), (13) і співвідношення (9) і враховуючи, що $c_{1-2} \approx c_{nn-ex}$, залежність визначення загального теплового потоку, що відбирається, в рециркуляційному газоповітряному контурі аналізованої системи теплопостачання (2) спрощується до вигляду:

$$Q = Q_n + Q_{nn} = G_n \cdot c \left[(t_n - t_{n2}) + y \cdot (t_{nn} - t_{x1} + \Delta t) \right] + Q_k \left(1 - \frac{1}{\varphi} \right). \quad (14)$$

Тепловий потік, сприйнятий водою, що нагрівається в конденсаторі теплонасосної установки, визначається потужністю теплових потоків нагріву прямої води та її рециркуляційної частини з системи гарячого водопостачання, а з урахуванням того, що $G_{z6} = \beta \cdot G_{x6}$ і $G_{pec} = \mu \cdot G_{z6}$ набуває наступного вигляду:

$$Q_k = G_{x6} \cdot c_e \left[(t_{z61} - t_{z62}) + \mu \cdot \beta \cdot (t_{z61} - t_{pec}) \right]. \quad (15)$$

де G_{x6} – витрата вихідної холодної води, що нагрівається в конденсаторі, кг/с; G_{pec} – витрата рециркуляційної частини абонентського теплоносія, кг/с; t_{z61} – температура води після конденсатора теплонасосного контуру, °С; t_{z62} – температура води після регенеративного теплообмінника РТ2, °С; t_{pec} – температура рециркуляційного потоку із системи гарячого водопостачання, °С; μ – коефіцієнт рециркуляції води у системі гарячого водопостачання; c_e – середня теплоємність води, Дж/(кг·°С).

Енергетичну ефективність перетворення сполучених енергетичних потоків в аналізованій системі теплопостачання представимо у вигляді залежності коефіцієнта перетворення щодо визначальних вихідних та режимних параметрів.

Загальний тепловий потік, що відбирається з поверхні печі та сприйнятий від низькопотенційного джерела відповідно до залежності (2) з урахуванням (1) та (7), подаємо у вигляді:

$$Q = G_n \cdot c \cdot (t_n - t_n) + y \cdot G_n \cdot c \cdot (t_{nn} - t_{ex}), \quad (16)$$

З рівності залежностей (16) і (14) з урахуванням (15) після відповідних перетворень залежність дійсного коефіцієнта перетворення набуває остаточного вигляду:

$$\varphi = \frac{1}{1 - \frac{G_n \cdot c \cdot (t_{n2} - t_n - y \cdot t_{ex} + y \cdot t_{x1} - y \cdot \Delta t)}{G_{x6} \cdot c \cdot [(t_{z61} - t_{z62}) + \mu \cdot \beta \cdot (t_{z61} - t_{pec})]}}, \quad (17)$$

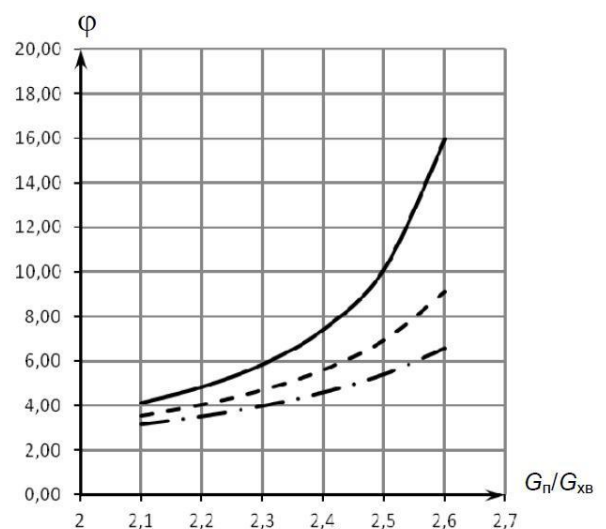


Рисунок 2 – Залежність коефіцієнта перетворення від співвідношення витрат гріючого теплоносія і середовища, що гріється: — при $\mu = 0,2$; - - - при $\mu = 0,25$; ···· при $\mu = 0,3$

Графічна інтерпретація залежності (17) представлена на рис. 2 за наступних вихідних даних та режимних умов роботи системи: $c/c_6 = 0,25$; $t_n = 10\text{ }^\circ\text{C}$; $t_{n2} = 35\text{ }^\circ\text{C}$; $y = 0,2$; $t_{ax} = -10\text{ }^\circ\text{C}$; $t_{x1} = 5\text{ }^\circ\text{C}$; $\Delta t = 3\text{ }^\circ\text{C}$; $t_{z61} = 50\text{ }^\circ\text{C}$; $t_{z62} = 35\text{ }^\circ\text{C}$; $\beta = 1,0\text{ }^\circ\text{C}$; $t_{pec} = 30\text{ }^\circ\text{C}$.

Розрахунки по отриманій у роботі узагальненій залежності для оцінки ефективності перетворення інтегрованих потоків показали, що збільшення витрати газоповітряного потоку при заданій потужності відбору теплоти з поверхні печі, що охолоджується, призводить до зростання коефіцієнта перетворення залежно від реальних значень зміни рециркуляційної частини теплоносія в системі гарячого водопостачання.

4. Висновки

Розроблено нову рекуперативно-трансформаторну систему з переохолодженням рециркуляційного потоку охолодження печі, яка підвищує теплотехнологічну та енергетичну ефективність пічних агрегатів, розширюючи техніко-економічну ефективність промислового теплопостачання у спільному процесі інтеграції теплоти охолодження обертової печі та низькопотенційних джерел.

В результаті аналітичного дослідження запропонованої системи встановлено нову узагальнену залежність для оцінки ефективності перетворення інтегрованих потоків, що дозволяє аналізувати та проводити оцінку індивідуального впливу вихідних та режимних параметрів та їх раціонального поєднання для досягнення високоефективної роботи запропонованої системи теплопостачання.

Встановлено, що збільшення витрати газоповітряного потоку при заданій потужності відбору теплоти з поверхні печі, що охолоджується, призводить до зростання коефіцієнта перетворення в залежності від реальних значень зміни рециркуляційної частини теплоносія в системі гарячого водопостачання.

Результати дослідження раціонального взаємозв'язку вихідних і режимних параметрів створюють основу для інженерної розробки запропонованих систем теплопостачання на основі стабілізуючого охолодження печі, що обертається.

Особистий внесок авторів CRediT

Петраш В.Д.: методологія, формальний аналіз.
Хоменко О.І.: теплові розрахунки, методичне

забезпечення, інформаційний пошук. **Гераскіна Е.А.:** аналіз та узагальнення даних, обробка експериментальних даних.

Література

1. **Sarbu I., Mirza M., Muntean D.** Integration of renewable energy sources into low-temperature district heating systems: a review // *Energies*. – 2022. – Vol. 15, No. 18. – P. 6523. DOI: <https://doi.org/10.3390/en15186523>.
2. **Sarbu I., Mirza M., Crasmareanu E.** A review of modelling and optimisation techniques for district heating systems // *International journal of energy research*. – 2019. – Vol. 43. – Is. 13. – P. 6572-6598. DOI: <https://doi.org/10.1002/er.4600>
3. European Association of District Heating and Cooling “Euroheat and Power”. District Heating and Cooling // *Country by Country 2015 Survey*. – European Association of District Heating and Cooling: Brussels, Belgium, 2015.
4. **L. V. Plotnikova et al.** Perfection of the methodology for developing industrial secondary energy generation systems // *IOP conference series: earth and environmental science*. – 2019. – Vol. 288. – P. 012069. DOI: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/288/1/012069>.
5. **Петраш В.Д.** Теплопостачання на основі утилізації енергії регульованого охолодження обертових печей. – 2-ге вид. – Одеса : ВМВ, 2006. – 288 с.
6. **В. Петраш, І. Сорокіна, Д. Басіст.** Патент 88327 Україна. Система стабілізуючого охолодження печі на основі термотрансформації теплоти, яка утилізується: F27B 9/00, F25B 29/00, F27D 9/00. – Опубл. 12.10.2009, Бюл. № 19. – 3 с.
7. **В. Петраш, І. Сорокіна, Д. Басіст.** Підвищення енерготехнологічної ефективності печі, що обертається, і якості теплопостачання на основі термотрансформаторного циклу утилізації теплоти. // *Енерготехнологія і ресурсозбереження*. – 2008. – № 4. – С. 22–25.
8. **В. Петраш, І. Чернишова.** Патент 61472 Україна. Система теплопостачання на основі термотрансформації енергії стабілізуючого охолодження печі та низькопотенціальних джерел: F27B 9/00, F23J 15/00. – Опубл. 25.07.2011, Бюл. № 14. – 4 с.
9. **В. Петраш, І. Чернишова.** Теплопостачання на основі інтеграції термотрансформованої енергії охолодження печі та низькопотенційних джерел // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання*. –

2012. – № 16. – С. 84–92.

10. **І. Чернишова та ін.** Патент 101512 Україна. Система тепlopостачання на основі термотрансформованої енергії охолодження печі та переохолодження теплоносія низькопотенціальних дже-

рел: F24F 5/00, F23J 15/00, F25B 29/00, F27D 9/00, F24D 17/02 /– № 101512 ; опубл. 10.04.2013, Бюл. № 7. – 7 с.

Отримана в редакції 26.08.2023, прийнята до друку 18.09.2023

Efficiency of energy conversion from specific air consumption in the cooling system of a rotating furnace for heat supply

Vitaly Petrash¹, **Olga Khomenko²**, **Elina Geraskina³**

¹⁻³Odesa State Academy of Civil Engineering and Architecture, Didrichson Str., 4, Odesa, 65029, Ukraine

✉ e-mail: ¹petrant@ukr.net

ORCID: ¹<https://orcid.org/0000-0002-0413-233X>; ²<https://orcid.org/0000-0001-8013-7717>;

³<https://orcid.org/0000-0002-9984-6502>

The work analytically investigates a new recuperative-transformer system with subcooling of the recirculation flow of furnace cooling, which increases the heat-technological and energy efficiency of furnace units, expanding the technical and economic efficiency of industrial heat supply. The basis of the research is the conclusion that the application of heat pump technologies for energy saving in the production of building materials in rotating furnaces with the utilization of low-temperature gas-air flows is very promising. It is noted that the stabilization of the thermal mode of furnace cooling during the year is an important technical and economic task aimed at improving the thermal process and energy saving, primarily for the firing zone. An analytical study of the recuperative transformer system with subcooling of the recirculation flow was conducted. The equation of the heat balance of the heat extraction system of the gas-air circuit in the process of furnace cooling is presented. The transfer of heat absorbed from the surface of the furnace in recuperative heat exchangers, as well as in the evaporator of the thermotransformer circuit of the vapor compression heat pump is described. A generalized dependence was obtained for the heat flow of furnace cooling and a low-potential source in the gas-air circulation circuit of the heat supply system. The dependence for the real conversion factor is determined. A graphical interpretation of the dependence of the effective conversion factor on the ratio of the consumption of the heating medium and the heated medium is presented. It is emphasized that the results of the study of the rational interrelationship of the initial and mode parameters create a basis for the engineering development of the proposed heat supply systems based on the stabilizing cooling of the rotating furnace.

Keywords: Secondary energy resources; Energy efficiency; Regenerator; Analytical description; Process modeling; Waste gases; Heat supply; Recuperative heat exchanger

References

1. Sarbu, I., Mirza, M., Muntean, D. (2022) Integration of renewable energy sources into low-temperature district heating systems: a review. *Energies*. 15, 18, 6523.
2. Sarbu, I., Mirza, M., Crasmareanu, E. (2019) A review of modelling and optimisation techniques for district heating systems. *International journal of energy research*, 43, 13, 6572-6598.
3. (2015) European Association of District Heating and Cooling “Euroheat and Power”. District Heating and Cooling. *Country by Country 2015 Survey; European Association of District Heating and Cooling: Brussels, Belgium.*
4. Plotnikova, L. V. et al. (2019) Perfection of the methodology for developing industrial secondary energy generation systems. *IOP conference series: earth and environmental science*, 288, 012069..
5. Petrash, V. (2006) Heat supply based on energy recovery from controlled cooling of rotary kilns. 2nd ed. Odesa : VMV, 288.
6. Petrash, V., Sorokina, I., Basist, D. (2009) Patent 88327 Ukraine. The system of stabilizing cooling of

the furnace based on the thermal transformation of heat, which is utilized: F27B 9/00, F25B 29/00, F27D 9/00. Opubl. 12.10.2009, Byul. № 19. 3 s.

7. **Petrash, V., Sorokina, I., Basist, D.** (2008) Increasing the energy-technological efficiency of the rotating furnace and the quality of heat supply based on the thermotransformer cycle of heat utilization. *Energy technology and resource conservation*, 4, 22-25.

8. **Petrash V., Chernysheva I.** (2011) Patent 61472 Ukraine. Heat supply system based on thermal transformation of the energy of stabilizing furnace cooling and low-potential sources: F27B 9/00, F23J 15/00. Opubl. 25.07.2011, Byul. № 14. 4 s.

9. **Petrash V., Chernysheva I.** (2012) Heat supply based on the integration of thermally transformed furnace cooling energy and low-potential sources. *Ventilation, lighting and gas supply*, 16, 84-92.

10. **Chernysheva I. et al** (2012) Patent 101512 Ukraine. Heat supply system based on thermotransformed furnace cooling energy and subcooling of the coolant of low-potential sources: F24F 5/00, F23J 15/00, F25B 29/00, F27D 9/00, F24D 17/02. № 101512 ; opubl. 10.04.2013, Byul. № 7. 7 s.

Received 26 August 2023

Approved 18 September 2023

Available in Internet 30 September 2023