

УДК 697.34: 536.7

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕКУПЕРАТИВНО-ТРАНСФОРМАТОРНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ОБЕРТОВОЇ ПЕЧІ ДЛЯ ПРОМИСЛОВОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

В.Д.Петраш¹, І.В.Чернишева², В.О.Макаров³.

¹д.т.н., професор, Одеська державна академія будівництва та архітектури, petrant@ukr.net

²консультант з технічних питань, Одеська державна академія будівництва та архітектури, sorokina_ira85@mail.ru

³к.т.н., доцент, Одеська державна академія будівництва та архітектури, makvol.03@mail.ru

На основі експериментального дослідження теплогідралічного режиму теплонасосної установки запропонованої системи утилізації теплоти з поверхонь обертової печі для промислового теплопостачання підтверджено достовірність концептуального підходу застосування вихідної холодної води в якості низькопотенційного джерела енергії в спільному процесі з доохолодженням рециркуляційного потоку, який забезпечує енергоефективну стабілізацію охолодження поверхні печі. Визначені закономірності зміни коефіцієнтів перетворення, які підтверджують позитивний енергетичний ефект теплогідралічної стабілізації загальної суміші змішуваних потоків на вході в рекуперативний теплообмінник досліджуваної системи.

Ключові слова: теплонасосна установка, обертова піч, теплогідралічний режим.

Вступ. Завданням експериментального дослідження в розробці рекуперативно-трансформаторної системи базової [1] та вдосконаленої структури з двома випарниками [2] було визначення достовірності концептуального підходу та умов використання вихідної холодної води в якості низькопотенційного джерела енергії в спільному процесі з доохолодженням рециркуляційного потоку для стабілізації теплогідралічного режиму рекуперативного теплообмінника, як охолоджувача повітря, який забезпечує енергоефективний відбір теплоти з поверхні печі. Схема дослідно-експериментальної теплонасосної установки представлена на рис. 1.

Замір температур і витрат води в теплонасосній установці проводився після стабілізації заданого теплогідралічного режиму, який досягався через 2,5-3 години. В процесі експерименту вимірювалися наступні параметри:

- витрата охолоджуваної води та яка нагрівалась після теплообмінників відповідного призначення. Вимірювання витрати води виконувалось ваговим способом;

- температури охолоджуваної в випарниках і води, яка нагрівається в конденсаторі виконувалось на вході і на виході з відповідних теплообмінників. Вимірювання температур рідини на відповідних ділянках проводилося за допомогою електронного потенціометра ЕПП-0,9, який пройшов Державну метрологічну атестацію з попередньо проградуєваними хромель-копелевими термопарами ХК.

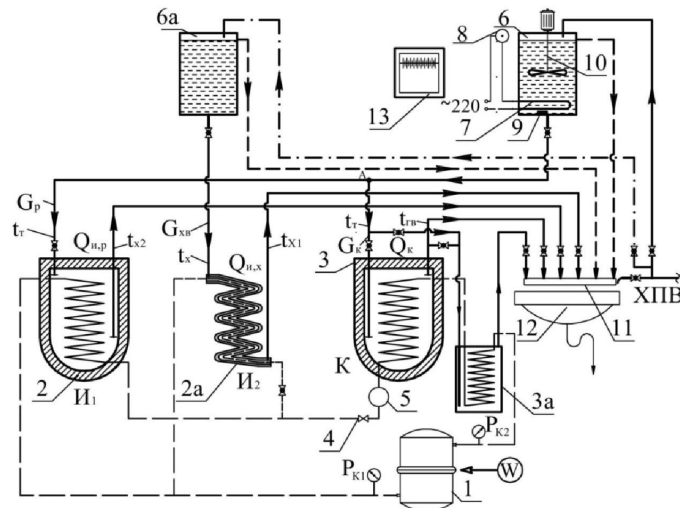


Рис. 1 Схема лабораторної установки термотрансформаторної системи теплопостачання:

— — контур охолоджуваної та води, яка нагрівається;

— — контур парокompресійний;

1 - компресор; 2 і 2а - випарники; 3 - конденсатор; 4 - автоматичний регулюючий вентиль (ТРВ); 5 - ресивер; 6 - бак постійного рівня із стабілізуючим нагріванням води; 6а - бак холодної води; 7 - трубчастий електронагрівач (ТЕН); 8 - регулятор стабілізуючого нагрівання; 9 - термобаллон регулятора; 10 - турбулізатор рідини з електроприводом; 11 - система вимірювання витрати води; 12 - раковина; 13 - електронний вимірювач температур (ЕПП-0.9) 12-ти точковий з термопарами ХК; $P_{к1}$, $P_{к2}$ - манометри; 14 - ХПВ - лінія господарсько-питного водопроводу.

Результати вимірювання температур також контролювалися ртутними лабораторними термометрами з ціною поділки $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ в процесі відкритого виливу рідини. Температура робочого тіла в характерних точках парокompресійного контуру вимірювалася також за допомогою відповідних пронумерованих термопар. Тиск робочого тіла до і після компресора вимірювалося сертифікованими та повіреними мановакууметрами і манометром. Вимірювання виконувалися стандартними лабораторними приладами, загальна похибка яких у визначенні основних витратних і температурних даних не перевищувала 2-5%. Спочатку встановлювався необхідна витрата водних потоків, потім визначалися пускові та робочі характеристики теплового насоса, а також досліджувалася стійкість роботи всієї установки в заданому режимі. Моделювалися процеси відбору теплоти в кожному випарнику з передачею її робочим тілом теплоносію, який проходить через конденсатор з автоматичною ресстрацією відповідних температур при встановлених співвідношеннях потоків охолоджувальної води в випарниках і води, яка нагрівається в конденсаторі.

Вимірювані параметри дозволяли визначати значення теплових потоків у відповідних теплообмінниках розрахунковим шляхом, які були необхідні для знаходження загальних теплових і охолоджуваних енергетичних потоків. На їх

основі розрахунковим шляхом визначалися показники теплонасосного циклу, в тому числі коефіцієнтів перетворення. Було проведено три серії експериментів, які моделювали відповідні теплогідрравлічні режими доохолодження вихідної води та доохолоджувальної рециркуляційної частини, які утворюють суміш загального охолодженого потоку з постійною витратою необхідною для стабілізації теплогідрравлічного режиму в роботі калориферного теплообмінника. В процесі експериментального дослідження температура вихідної холодної води знаходилася в межах $(10 \div 13)$ °С, в баку рециркуляційного потоку - $(20-40)$ °С, а температура робочого тіла після компресора $(85-90)$ °С при відповідному компресійному тиску. Температура суміші охолодженої води після випарників знаходилася в межах $(5 \div 8)$ °С. При цьому енергетичний потік нагріву або охолодження рідини Q , Вт, знаходився розрахунковим шляхом згідно залежності

$$Q = Gc(t_n - t_k), \quad (1)$$

де: G – витрата вимірюваного водного потоку, кг/с;
 c – відповідна середня теплоємність води, Дж/(кг °С);
 t_n, t_k – початкова та кінцева температури рідини, °С.

Енергетичні потоки нагріву теплоносія в конденсаторі, а також в випарниках визначалася за відповідними залежностями

$$Q_k = G_k c_k (t_{zg} - t_m), \quad (2)$$

$$Q_{u,x} = G_{xv} c_{u,x} (t_x - t_{x1}), \quad (3)$$

$$Q_{u,p} = x G_{xv} c_{u,p} (t_m - t_{x2}), \quad (4)$$

де: G_k, G_{nx}, xG_{xv} – відповідні значення витрат води, що проходять через конденсатор, випарник доохолодження холодної води та випарник доохолодження рециркуляційного потоку, $G_p = xG_{xv}$, кг/с;

$t_{zg}, t_r, t_x, t_{x1}, t_{x2}$ – температури рідини на відповідних ділянках: гарячої води після конденсатора, рециркуляційного потоку, холодної води до і після випарника, після випарника охолодження рециркуляційного потоку, °С.

Температура теплоносія на спільній ділянці після змішувальника потоків визначалася експериментально та контролювалася розрахунком згідно залежності

$$t_{ni} = \frac{xt_{x2} + t_{x1}}{1 + x} \quad (5)$$

Для розглянутої теплонасосної установки коефіцієнт перетворення представляється в вигляді

$$\varphi = \frac{Q_k}{W} = \frac{Q_k}{Q_k - (Q_{u,p} + Q_{u,x})} = \left(1 - \frac{Q_{u,p} + Q_{u,x}}{Q_k} \right)^{-1}. \quad (6)$$

Рівняння (6) для коефіцієнта перетворення з урахуванням залежностей (2), (3) та (4) для відповідних енергетичних потоків після спрощення остаточно представляється у вигляді

$$\varphi = \frac{(t_{zg} - t_m)}{(t_{zg} - t_m) - (t_x - t_{x1}) - x(t_m - t_{x2})} \quad (7)$$

Графічні залежності результатів експериментального дослідження коефіцієнта перетворення і температури спільного потоку охолодженої води представлені на рис. 2 і 3. Зважаючи на складність підтримки необхідної температури вихідної холодної води в баку ба за умовами літнього періоду ($t_{хв} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$) в експерименті був передбачений режим одночасного надходження ($G = 80 \text{ кг / год}$) підігрітої води до необхідної температури з бака б у випарник І2 та в конденсатор К з відповідною відносною витратою x рециркулюючою водою через випарник І1.

Як впливає з рис. 2, експериментально підтверджена аналітична залежність зміни коефіцієнта перетворення від співвідношення доохолоджувальної в випарнику рециркуляційної частини води та вихідної природно підігрітою холодної води. Закономірність описується кривою у вигляді гіперболи, яка задовільно узгоджується з 5-12% відхиленням від встановлених значень коефіцієнта перетворення згідно встановленої аналітичної залежності. Відхилення з заниженими значеннями коефіцієнта перетворення за експериментальними даними щодо розрахункових значень пояснюються складністю обліку в експерименті незначної рециркуляційної частини води, що проходить із системи гарячого водопостачання через конденсатор, яка дещо збільшує інтенсивність теплообмінного процесу, а відповідно і коефіцієнт перетворення.

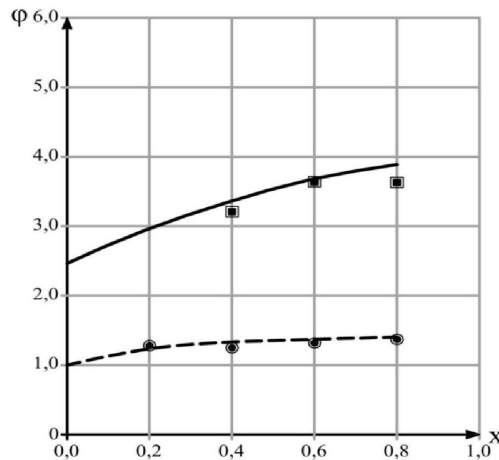


Рис. 2 Залежність коефіцієнта перетворення від інтенсивності рециркуляції середовища, яка нагрівається та від початкової температури холодної води.
 — $t_{хв} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$; в експерименті підтримувалася початкова температура $t_{хв} = 22,8; 25,0; 26,0 \text{ }^\circ\text{C}$ відповідно при $x=0,4; 0,6$ та $0,8$.
 - - - $t_{хв} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$; в експерименті підтримувалася початкова температура $t_{хв} = 9; 8,5; 8,5$ і $7,0; 7,0 \text{ }^\circ\text{C}$ відповідно при $x=0,2; 0,4; 0,6$ та $0,8$.

Як випливає з наведених графіків на рис 3, температура охолодження водних потоків після змішування забезпечує досить низьку температуру, необхідну для охолодження газоповітряного потоку в калориферному теплообміннику до (20-35) °С за умовами раціональної роботи випарників середньотемпературних теплових насосів.

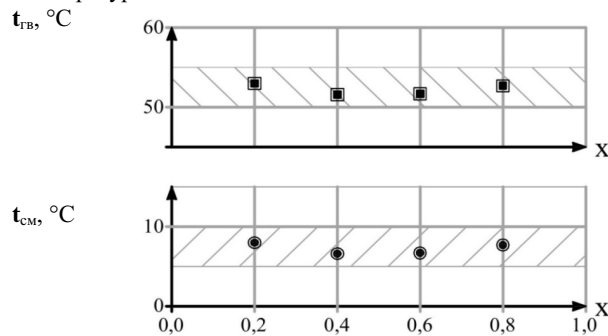




Рис. 3. Залежність підтримки температури суміші водного потоку на необхідному рівні від рециркулюючої частини води:

 - область раціональних значень початкових температур суміші водного потоку на вході в водо-повітряний теплообмінник для стабілізуючого охолодження обертової печі.
 - область раціональних значень термотрансформаторного нагріву води (в якості першого ступеня).

На рис. 3 підтверджена закономірність стабілізації температури суміші доохолоджуваних потоків вихідної і рециркуляційної частини води на необхідному рівні перед водоповітряним теплообмінником, достатньому для підтримки початкової температури рециркуляційного повітря для стабілізуючого охолодження обертової печі незалежно від зміни кліматичних умов протягом року. При цьому підтверджена можливість термотрансформаторного нагріву води (в якості першого ступеня) до необхідної температури для абонентських систем, навіть без подальшого рекуперативного її догріву з виключенням додаткового джерела енергії.

Висновки. 1. Для розроблених базової та вдосконаленої систем енергозбереження експериментально підтверджені умови стабілізації температури і загальної витрати енергоносія при зміні співвідношення вихідної води, що оохолоджується та рециркуляційної частини потоку після рекуперативного теплообмінника.

2. Визначено відповідні закономірності зміни коефіцієнтів перетворення у вигляді сімейства гіперболи, які підтверджують позитивний ефект енергетичної ефективності процесу теплонасосної стабілізації загальної суміші потоків на початковому циклі роботи систем.

3. Підтверджено достовірність концептуального підходу про доцільність застосування вихідної холодної води в якості низькопотенційного джерела

енергії в спільному процесі з доохолодженням рециркуляційного потоку для стабілізації теплогідралічного режиму рекуперативного теплообмінника охолодження повітря, яке забезпечує енергоефективний відбір теплоти з поверхні печі.

Література

1. *Петраш, В. Д.* Теплоснабжение на основе утилизации энергии регулируемого охлаждения вращающихся печей [Текст] / В. Д. Петраш. - Одеса: ВМВ, 2006. - 288 с.
2. *Петраш В. Д.* Повышение энерготехнологической эффективности вращающейся печи и качества теплоснабжения на основе термотрансформаторного цикла утилизации теплоты / В. Д. Петраш, И. В. Сорокина (И. В. Чернышева), Д. В. Басист // Энерготехнологии и ресурсосбережение. Науч.-техн. журн. Ин-та Газа НАН Украины. - К. 2008, №4. - С. 22-25.

Експериментальное исследование рекуперативно-трансформаторной системы охлаждения вращающейся печи для промышленного теплоснабжения

В.Д. Петраш, І.В. Чернишова, В.О. Макаров

На основе экспериментального исследования теплогидравлического режима теплонасосной установки предложенной системы утилизации теплоты с поверхности вращающейся печи для промышленного теплоснабжения, подтверждена достоверность концептуального подхода применения исходной холодной воды в качестве низкопотенциального источника энергии в совместном процессе доохлаждения рециркуляционного потока, обеспечивающего энергоэффективную стабилизацию охлаждения поверхности печи. Определены закономерности изменения коэффициентов преобразования, которые подтверждают положительный энергетический эффект стабилизации общей смеси смешиваемых потоков на входе в рекуперативный теплообменник исследуемой системы.

Ключевые слова: теплонасосная установка, вращающаяся печь, теплогидравлический режим.

Experimental research recuperative - transformer system of cooling rotary furnace for industrial heating

V.Petrash, I.Tchernysheva, V.Makarov

The accuracy of the conceptual approach of the initial application of cold water as a low-grade energy source in the joint process of sub-cooling of the recycle stream, provides energy-efficient selection of heat from the surface of the furnace is confirmed based on the experimental research of the thermal-hydraulic mode of the heat pump system recuperative heat exchanger cooling system for rotary furnace for industrial heating. Relevant patterns of change in the transformation coefficients, which confirm the positive effect of the energy efficiency of the heat pump stabilization of the total mixture of mixed flows on the original cycle of the systems are identified.

Keywords: heat pump installation, rotating oven, hydraulic mode.

Надійшла до редакції 23.12.2014 р.