

**ВЕНТИЛЯЦІЯ,  
ОСВІТЛЕННЯ  
ТА ТЕПЛОГАЗО-  
ПОСТАЧАННЯ**

---

**2015**

*Випуск 18*

---

КИЇВ 2015

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Київський національний університет  
будівництва і архітектури

**ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ  
ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ**

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

*заснований у 2001 році*

ВИПУСК 18

Київ 2015

## Метод чисельного моделювання тривимірного тепло- і масообміну при різних режимах течії.

М.І.Нікітенко, Ю.М.Кольчик, Н.М.Сорокова.

Наведено метод чисельного моделювання динаміки тривимірної течії і тепломасообміну в'язкої рідини на базі рівнянь Нав'є-Стокса при ламінарному, перехідному і турбулентному режимах руху. Результати чисельного моделювання достатньо добре узгоджуються з дослідними даними.

**Ключові слова:** Тримірна течія і тепломасообмін, перехідний і турбулентний режими руху, метод гальмування швидкостей зміни шуканих функцій

## Method of numerical modeling of three-dimensional heat and mass transfer for different flow modes.

N.Nikitenko, Y.Kolchik, N.Sorokovaya

Presented a method for the numerical simulation of the dynamics of three-dimensional flow and heat and mass transfer of a viscous fluid on the basis of the Navier-Stokes equations for laminar, transitional and turbulent regimes of movement. The results of the numerical simulation is sufficiently good agreement with the experimental data.

**Keywords:** Three-dimensional flow and heat and mass transfer, transition and turbulent motion, the method of braking rates of change of the desired functions

Надійшла до редакції 22.04.2015 р.

УДК 697.34: 536.7

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

В.Д.Петраш<sup>1</sup>, І.В.Чернишева<sup>2</sup>, В.О.Макаров<sup>3</sup>.

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

<sup>2</sup>консультант з технічних питань, Одеська державна академія будівництва та архітектури, sorokina\_ira85@mail.ru

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

На основі експериментального дослідження теплогідрравлічного 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 теплогідрравлічної стабілізації загальної суміші змішуваних потоків на вході в рекуперативний теплообмінник досліджуваної системи.

**Ключові слова:** теплонасосна установка, обертова піч, теплогідрравлічний 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 теплогідрравлічного 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 теплогідрравлічного 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.

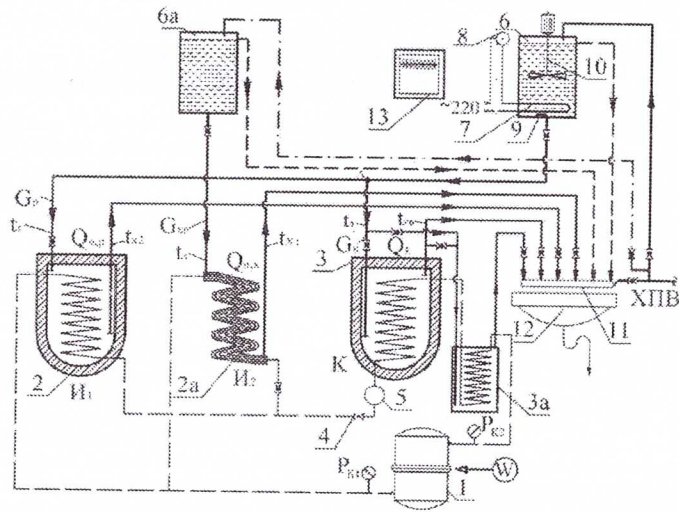


Рис. 1 Схема лабораторної установки термотрансформерної системи теплозапостачання:  
 - - - парокompресійний контур;  
 — контур охолоджуваної та води, яка нагрівається;

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 (ЕПШ-0.9) 12-ти точковий з термомпарами ХК; P<sub>к1</sub>, P<sub>к2</sub> - манометри; 14 - ХПВ - лінія господарсько-питного водопроводу.

Результати вимірювання температур також контролювалися ртутними лабораторними термометрами з ціною поділки 0,1 °С в процесі відкритого вилу 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 теплоносія, який проходить через конденсатор з автоматичною реєстрацією відповідних температур при встановлених співвідношеннях потоків охолоджувальної води в випарниках і води, яка нагрівається в конденсаторі.

Вимірювані параметри дозволяли визначити 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 теплогідралічні режими доохолодження вихідної води та доохолоджувальної рециркуляційної частини, які утворюють суміш загального охолодженого потоку з постійною витратою необхідною для стабілізації теплогідралічного режиму в роботі калориферного теплообмінника. В процесі експериментального дослідження температура вихідної холодної води знаходилася в межах (10÷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÷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<sub>n</sub>, t<sub>k</sub> – початкова та кінцева температури рідини, °С.

Енергетичні потоки нагріву теплоносія в конденсаторі, а також в випарниках визначалися за відповідними залежностям

$$Q_k = G_k c_k (t_{z8} - t_m) \quad (2)$$

$$Q_{u,x} = G_{x0} c_{u,x} (t_x - t_{x1}) \quad (3)$$

$$Q_{u,p} = x G_{x0} c_{u,p} (t_m - t_{x2}) \quad (4)$$

де: G<sub>k</sub>, G<sub>шх</sub>, xG<sub>хв</sub> – відповідні значення витрат води, що проходять через конденсатор, випарник доохолодження холодної води та випарник доохолодження рециркуляційного потоку, G<sub>p</sub> = xG<sub>хв</sub>, кг/с;

t<sub>гв</sub>, t<sub>г</sub>, t<sub>к</sub>, t<sub>х1</sub>, t<sub>х2</sub> – 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 змішування потоків визначалася експериментально та контролювалася розрахунком згідно залежності

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

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

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

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 випливає з рис. 2, експериментально підтверджена аналітична залежність зміни коефіцієнта перетворення від співвідношення доохолоджуваної 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 пояснюється 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.

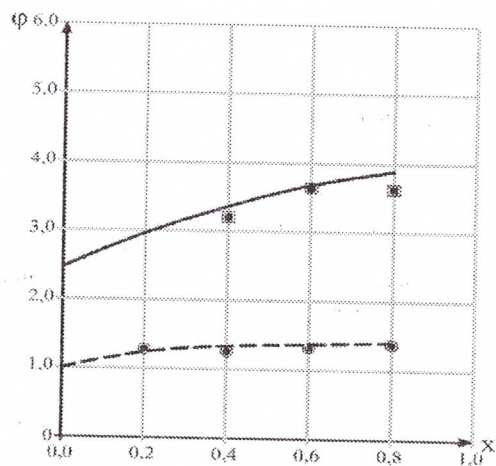


Рис. 2 Залежність коефіцієнта перетворення від інтенсивності рециркуляції середовища, яка нагрівається та від початкової температури холодної води.  
 —  $t_{хв} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ; в експерименті підтримувалася початкова температура  $t_{хв} = 22,8; 25,0; 26,0 \text{ }^\circ\text{C}$  відповідно при  $x=0,4; 0,6$  та  $0,8$ .  
 - - -  $t_{хв} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ; в експерименті підтримувалася початкова температура  $t_{хв} = 9; 8,5; 8,5$  та  $7,0; \text{ }^\circ\text{C}$  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  $(20-35) \text{ }^\circ\text{C}$  за умовами раціональної роботи випарників середньотемпературних теплових насосів.

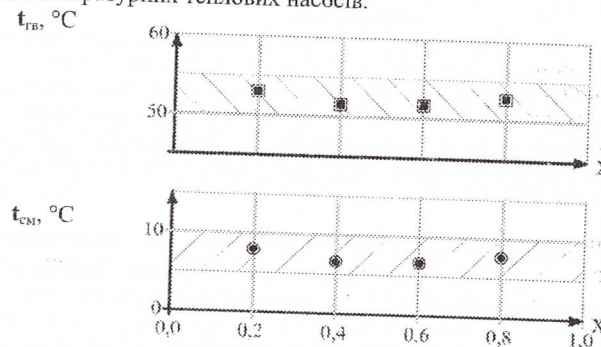


Рис. 3. Залежність підтримки температури суміші водного потоку на необхідному рівні від рециркулюючої частини води:

- 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 підтвержені умови стабілізації температури і загальної витрати енергоносія при зміні співвідношення вихідної води, що охолоджується 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 теплогідрравлічного 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.Chernysheva, 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.

УДК: 620.91:62-611

### Теплова електростанція на деревних відходах. Актуальність її використання

Ю.В.Цюцюра<sup>1</sup>, І.Е.Фуртат<sup>2</sup>.

<sup>1</sup>магістрант, Національний технічний університет України «Київський політехнічний Інститут», [ujuc@ukr.net](mailto:ujuc@ukr.net)  
<sup>2</sup>к.т.н. доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний Інститут», [i.e.furtat@gmail.com](mailto:i.e.furtat@gmail.com)

*У статті описано актуальний стан паливо-енергетичного комплексу України, зміну вартості природних ресурсів протягом років. Розглянуто проблеми системи теплопостачання (застарілість, неекономічність) та наведено фактори для доцільності використання нетрадиційних відновлюваних джерел енергії. У даній статті альтернативним джерелом енергії для теплової електростанції є біомаса, а саме деревні відходи. Описано технологічний цикл ТЕС на деревних відходах, наведено методи утилізації відходів після спалювання палива.*

*Ключові слова: нетрадиційні відновлювані джерела енергії, ТЕС, ТЕЦ, первинна енергія, паливо, вугілля, газ, альтернативна енергетика, біомаса, біоенергетика, деревина, ТЕС на деревних відходах, технологічний цикл, енергія, котлоагрегат, турбіна, конденсат, пар, лісозаготівельний комплекс, утилізація.*

**Вступ.** Україна належить до країн частково забезпечених традиційними видами первинної енергії, а отже змушена вдаватися до їх імпорту. Рівень енергозалежності України є середньоєвропейським і має тенденцію до зменшення (з 60,7% у 2004 році до 54,8% у 2005 році), але він характеризується відсутністю диверсифікації джерел постачання енергоносіїв, насамперед нафти, природного газу та ядерного палива. На території України функціонує 15 ТЕС та 21 ТЕЦ, кожна з яких в певній мірі використовує в якості палива вугілля, газ, мазут [1], тому виникають питання що до пошуку альтернативних джерел енергії.

У структурі споживання первинної енергії в Україні за минулі роки найбільший обсяг припадає на природний газ – 41% (39% у 2005 році), тоді як в країнах світу питома вага споживання газу становить 21%; обсяг споживання нафти в Україні становить 19%, вугілля – 19%, урану – 17%, гідроресурсів та інших відновлювальних джерел – 4% (таблиця 1).

Наукове видання

# ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

Випуск 18

Визнаний ВАК України як наукове фахове видання України, в якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата наук (Наказ Міністерства освіти і науки України № 455 від 15.04.2010 р.)

Збірник «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання» представлений на сайті <http://www.nbuv.gov.ua> національної бібліотеки НАН України ім. В.І. Вернадського та на сайті [library.knuba.edu.ua](http://library.knuba.edu.ua) бібліотеки КНУБА.

Адреса редколегії: 03680, м.Київ-37, Повітрофлотський пр., 31. КНУБА.  
Тел.: 245-48-33, 249-72-56.

Підписано до друку 15.06.2015 р. Формат 60x84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Обл.-вид. арк. 7,25. Тираж 60.

---

Віддруковано ПАТ «ВПОЛ». 03151, Київ, вул. Волинська, 60  
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру  
серія ДК № 4404 від 31.08.2012 р.  
Зам. 15-391.