

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ
ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

Науково-технічний збірник

Заснований у 2001 році

Випуск 15

Київ 2011

УДК 697
ББК 38.762+38.763+31.294.9
В 29

Редакційна колегія: Е.С. Малкін (головний редактор),
Ю.К. Рєсковщенко (заст. головн. ред.), М.В. Степанов (відп.
секретар), В.М. Михайленко, О.Л. Підгорний, В.Є. Писарєв,
В.В. Трофимович, П.М. Єнін, Н.А. Швачко, А.Ф. Строй,
В.П. Корбут, С.Ю. Прокоф'єв, Г. Глінцерер, С.І. Борисенко

Рекомендовано до випуску Вченому Радою КНУБА,
протокол №4 Від 25.11.2011р.

Видається в авторській редакції.

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-
технічний збірник. – Випуск 15 /Головний редактор
Е.С. Малкін. – К.: КНУБА, 2011. – 148 с.

Визнаний ВАК України як наукове фахове видання
(постанова Президії ВАК України № 1-05/6 від 12.06.2002 р.).

Адреса редакції: Повітрофлотський проспект, 31, КНУБА
03680, Київ, Україна

Збірник «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання»
представлений на сайті Національної бібліотеки України
ім. В.І. Вернадського www.nbuv.gov.ua

УДК 697
ББК 38.762+38.763+31.294.9
© КНУБА, 2011

ТЕПЛООБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ, ВОДОПОСТАЧАННЯ

УДК 621.577

А.О. Ред'ко, д-р техн. наук,
Д.Х. Харлампіді, канд. техн. наук,
В.А. Тарасова, канд. техн. наук.

Харківський національний університет будівництва і архітектури
Інститут проблем машинобудування ім. А.П.Подгорного НАН України

ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ З ГОРІЗОНТАЛЬНИМ ГРУНТОВИМ ТЕПЛООБМІННИКОМ

З досвіду експлуатації геотермальних ТНУ відомо, що режим постійної витрати холдоносія через ГТ сприяє підвищенню коефіцієнта перетворення ТНУ, однак при цьому температура холдоносія на вході в ГТ t_{s2} буде змінюватися в залежності від зміни теплої потужності ТНУ протягом опалювального періоду. З цього випливає висновок, що при проектуванні геотермальних ТНУ з постійною витратою холдоносія через ГТ не можна довільно задаватися величиною t_{s2} . Вона повинна бути отримана на основі спільногорозрахунку ГТ і ТНУ для кожного місяця опалювального періоду. Для цього необхідне рішення двох взаємозалежних завдань. Першим завданням, є розрахунок нестационарного температурного поля ґрунтового масиву. Другим завданням, є визначення раціональних термодинамічних режимів роботи ТНУ з урахуванням теплового стану ґрунту і характеру теплоспоживання об'єкта протягом опалювального періоду.

Формування теплового режиму приповерхневого ґрунту, відбувається під впливом сонячної радіації, температури зовнішнього повітря та атмосферних опадів. Динаміка зміни температури ґрунту на різних глибинах, а відповідно і змінний тепловий режим системи тепловідбору з масиву ґрунту впливає на зміну режимів роботи ТНУ та системи опалення. Крім того, має місце і зворотна ситуація, коли зміна режимів теплоспоживання об'єкта, викликає зміну режимів роботи ТНУ, що в свою чергу впливає на характеристики системи та на температурне поле біля ґрунтового теплообмінника (ГТ). Тому, при проектуванні геотермальних ТНУ необхідний комплексний підхід, з урахуванням взаємовпливу параметрів основних підсистем.

У міжопалювальний період, коли ГТ не експлуатується, ґрунт повинен прогріватися, теоретично, до його початкової температури.

Однак часто цього не відбувається, і до початку наступного опалювального періоду ґрунт має знижений температурний потенціал. Неправильний вибір температурних режимів ТНУ і висока інтенсивність її експлуатації, особливо в початковий період, може призвести до швидкого виснаження енергетичного потенціалу ґрунту. Низання стійкості температурного поля ґрунту до періодичного впливу процесів змінання і підвedenня теплоти, є одним з важливих при проектуванні об'єктів з ТНУ. Під стійкістю, в даному випадку, слід розуміти здатність ґрутового масиву відновлювати свою температуру, що відповідає його непотривоженному стану. Аналіз цього процесу, дозволить визначити характер і тривалість періоду релаксації ґрунту.

Зміна температурного поля ґрунту знаходиться шляхом розв'язання крайової задачі теплопровідності

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t, \quad (1)$$

де t – температура ґрунту, $^{\circ}\text{C}$; τ – час, с; a – температуропровідність ґрунту, m^2/c ,

Теплоємність сухого ґрунту дорівнює $c_{cr}=0,71 \text{--} 0,92 \text{ кДж}/(\text{kg } ^{\circ}\text{C})$. При цьому більше значення теплоємності характерно для вологих ґрунтів. Теплоємність вологого ґрунту дорівнює

$$c = (1-\Pi) c_{cr} + \Pi \cdot s c_v + \Pi \cdot (1-s) c_{w,so},$$

де c_v – теплоємність води; Π – пористість ґрунту ($0,2 \dots 0,5$); s – об'ємна частка фази, яка визначається відношенням

$$s = \frac{V_p}{V_{\text{пор}}},$$

де V_p – об'єм рідкої фази, m^3 ; $V_{\text{пор}}$ – об'єм пор, рівний $V_{\text{пор}} = \Pi V$,

V – об'єм ґрунту, m^3 .

При $\Pi=0,3$, $s=1$, теплоємність ґрунту дорівнюватиме

$$c \cdot (1-0,30) \cdot 0,92 + 0,30 \cdot 4,19 = 1,9 \text{ кДж}/(\text{kg } ^{\circ}\text{C});$$

За [1] щільність вологого ґрунту визначається як:

$$\rho = (1-\Pi) \rho_{cr} + \Pi \cdot s \rho_v + \Pi \cdot (1-s) \rho_{w,so}.$$

В нашій роботі прийняті середні значення щільності частинок чорнозему і визначена щільність вологого ґрунту $\rho = 2050 \text{ кг}/\text{m}^3$.

Теплопровідність вологого ґрунту визначається аналогічно теплоємності. Для більшості мінералів, що становлять тверду фазу ґрунту, $\lambda_{cr}=0,84 \div 2,52 \text{ Вт}/(\text{m } ^{\circ}\text{C})$, води $\lambda_v=0,59 \text{ Вт}/(\text{m } ^{\circ}\text{C})$, повітря $\lambda_{w,so}=0,021 \text{ Вт}/(\text{m } ^{\circ}\text{C})$. Величина λ ґрунту різко зростає із збільшенням його вологості і істотно залежить від щільності і пористості [2].

На рис. 1 наведена залежність коефіцієнта a від пористості ґрунту та його вологості.

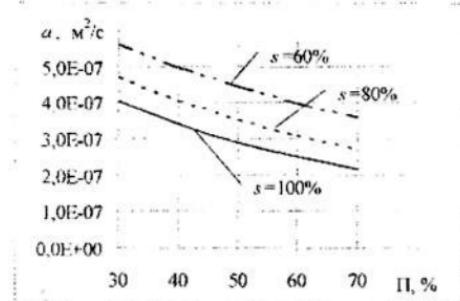


Рис. 1. Вплив вологості і пористості ґрунту на його температуропровідність

На рис. 2 представлена схема експериментальної ділянки масиву ґрунту з поліетиленовим трубопроводом (зовнішній діаметр $d_2=0,040$ м, внутрішній діаметр $d_1=0,035$ м), прокладеним на глибині $h=1,5$ м, в якості ґрутового теплообмінника. Всередині трубчастого ГТ змієвикового теплообмінника, прокачується холодоносій, (30% розчин етиленгліколю), із швидкістю $W=1$ м/с.

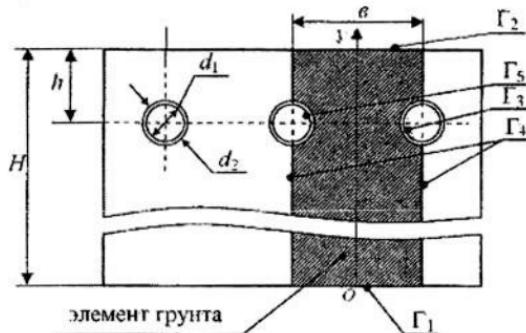


Рис. 2. Схема масиву ґрунту з прокладеним теплообмінником.

При формуванні математичної моделі був обраний елемент ґрунту шириною $\sigma=1$ м і глибиною $H=10$ м.

В експерименті були прийняті наступні граничні умови:

1. На границі Γ_1 задано умову першого роду $t = \text{const}$. Згідно [1] існує так званий нейтральний шар, для якого температура на глибині від 10 до 20 м залишається незмінною протягом року і дорівнює, як правило, середньорічній температурі зовнішнього повітря;
2. На границі Γ_2 враховані сезонні коливання температури зовнішнього повітря та задана умова третього роду

$$\alpha(t - t_c) = -\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0}, \quad (2)$$

де α – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ґрунту до зовнішнього повітря, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ }^\circ\text{C})$; t – температура ґрунту, $^\circ\text{C}$; t_c – середньомісячна температура зовнішнього повітря,

3. На границях Γ_3 і Γ_5 задана умова третього роду

$$\alpha_{tr}(t - t_s) = -\lambda_{tp} \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0}, \quad (3)$$

де α_{tr} – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки труби до холодоносія (розсолу), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ }^\circ\text{C})$; t_s – температура розсолу, $^\circ\text{C}$; λ_{tp} – коефіцієнт тепlopровідності труби, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ }^\circ\text{C})$;

4. На границі Γ_4 – $\left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_{n=0} = 0$.

У першому наближенні значення α приймалося рівним $5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ }^\circ\text{C})$. Далі, в результаті розв'язання нестационарної задачі тепlopровідності отримано розподіл температури на поверхні ґрунту протягом року. Після цього, виконано уточнений розрахунок коефіцієнта тепловіддачі з урахуванням отриманих різниць між температурами навколошнього середовища і поверхнею ґрунту для кожного місяця (рис. 3).

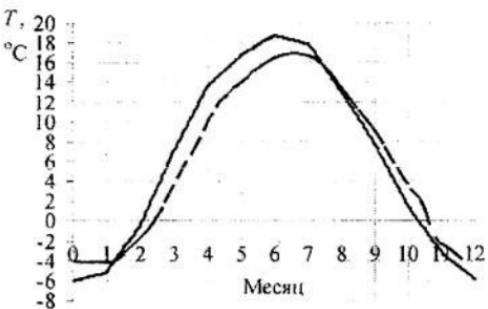


Рис. 3. Розподіл температури зовнішнього повітря (лінія 1) і температури на поверхні ґрунту (лінія 2)

Середньомісячні коефіцієнти тепловіддачі від ґрунту до зовнішнього повітря $\alpha=f(t)$ визначались з використанням відомих критеріальних співвідношень для вільної конвекції [3].

На рис. 4 представлена залежність розподілу температури ґрунту протягом року по глибині, отримані чисельним методом (сузільна лінія) і з використанням емпіричної формули (пунктирна лінія), наведеної у роботі [2]. Як видно, має місце достатньо точний збіг результатів, не зважаючи на те, що при заданні граничних умов на Γ_2 не враховувався вплив покриву ґрунту (сніг, рослинність і т.д.) і ряду інших чинників.

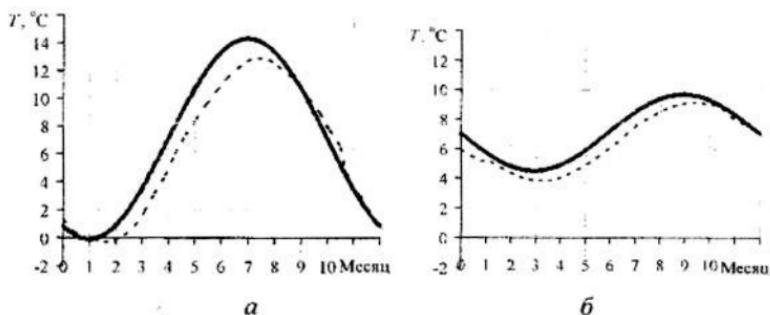


Рис. 4. Графіки коливань температури ґрунту протягом року, отримані чисельним і середньостатистичним методами:
а - на глибині 1 м; б - на глибині 3 м

Необхідна довжина трубопроводу ГТ розраховується за такою методикою:

1. Для завдання граничних умов III роду на внутрішній поверхні труби (границя G_3 , рис.2), визначається коефіцієнт тепловіддачі від холодоносія на ділянці ΔL_n . Теплофізичні властивості холодоносія відповідають середній температурі t_s^{cp}

У першому наближенні можна вважати, що температура на вході в ГТ t_{s2} рівна температурі t_{s1} , таким чином $t_s^{cp} = t_{s2}$.

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі від внутрішньої поверхні ГТ до розсолу використовують відомі критеріальні рівняння для вимушеного течії рідини в трубах. Якщо температури холодоносія на вході в ГТ протягом року змінюються, то для кожного місяця будуть різні значення коефіцієнта тепловіддачі на ділянці ΔL_n .

Для знаходження теплового потоку з ґрунту визначається осереднене значення температур стінки t_s^{cp} внутрішньої поверхні труби. Значення t_s^{cp} також усереднюється по кожному місяцю опалювального періоду.

Тепловий потік, що відводиться холодоносієм, визначався за формулою

$$Q_{\Delta L} = \alpha_{cm} (t_{cm}^{cp} - t_s^{cp}) \pi d_1 \Delta L, \text{ Вт}$$

де d_1 – внутрішній діаметр труби.

2. З рівняння теплового балансу визначається температура t_{s1}^A на виході з ділянки ΔL для кожного місяця

$$Q_{\Delta L_n} = \alpha_{cm} (t_{cm}^{cp} - t_s^{cp}) \pi \pi_r \Delta L_n = \frac{\rho W \pi d_1^2}{4} c_p (t_{s1}^A - t_{s2}^d),$$

$$t_{s1}^A = t_{s2}^d + \frac{4 Q_{\Delta L_n}}{\rho W \pi d_1^2 c_p}. \quad (4)$$

3. Розрахунок повторюється з п. 1. і визначається уточнене значення a_{rr} .
 4. Далі розрахунок повторюється для наступної ділянки труби Δl_{n+1} . Повна довжина трубопроводу ГТ дорівнює сумі ділянок
- $$L = \sum_{n=1}^i \Delta l_n.$$

Подача холдоносія в ГТ від ТНУ можлива за наступними режимами.

Перший режим. ТНУ працює тільки в зимовий період. Протягом усього опалювального періоду температура холдоносія на вході в ГТ приймається постійною, рівною, наприклад, $t_{s2} = -3^\circ\text{C}$. Слід зазначити, що даний режим недоцільний з точки зору забезпечення ефективної експлуатації ТНУ. Оскільки підтримання постійної t_{s2} при зниженні теплопродуктивності ТНУ в холодні місяці опалювального періоду пов'язане з пониженням температури випаровування, а відповідно і зменшенням μ . Однак такий прийом дозволяє провести якісний аналіз теплового стану ґрунту для кожного місяця опалювального періоду;

Другий режим. ТНУ експлуатується в опалювальний період, забезпечуючи постійну температуру холдоносія на вході в ГТ ($t_{s2} = -3^\circ\text{C}$), а також у міжопалювальний період, покриваючи навантаження з кондиціонування об'єкта ($t_{s2} = 21^\circ\text{C}$);

Третій режим. ТНУ працює в період з жовтня по березень температура холдоносія змінюється відповідно $t_{s2} = -1, -2, -3, -4, -4, -3^\circ\text{C}$, а в літній - з постійною температурою подачі розсолу в ГТ $t_{s2} = 21^\circ\text{C}$. На рис. 5. для трьох режимів наведено питому кількість тепла одержаного з ґрунту по місяцях. У даному випадку не розглядається процес інтерференції, вважається, що в ґрунті закладена одна пряма труба і на граничі T_5 .

задавається умова $\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_{n=0} = 0$.

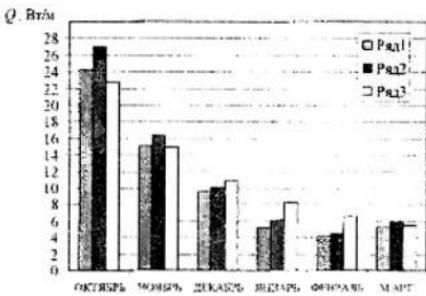


Рис. 5. Тепловий потік (Вт/м) при роботі ТНУ.

Як видно з рис. 5, найбільша кількість тепла з ґрунту одержується в режимі 2. Подача холдоносія в ГТ з температурою $t_{s2} = -3^\circ\text{C}$ в жовтні не раціональна за умовами експлуатації ТНУ. Кращим представляється

режим 3, при якому знімання тепла протягом опалювального сезону вище, ніж в інших режимах. Тому в першому наближенні він і може бути обраний як розрахунковий.

Розроблена модель дозволяє вирішувати одне з важливих питань при проектуванні ГТ - вибір найбільш раціональної глибини його закладання.

На рис. 6 наведено результати розрахунку питомого тепловідбору по довжині ГТ, розміщеного на глибині 1,5 м і 1 м. Режим роботи ТНУ встановлений при постійній температурі на вході в ГТ $t_{s2} = -3^{\circ}\text{C}$.

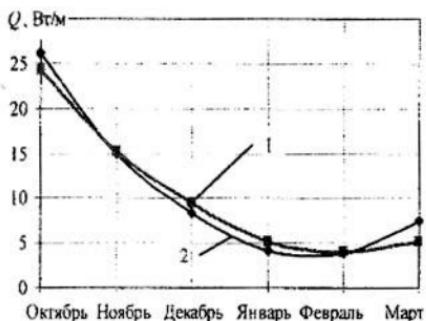


Рис. 6. Тепловідбір Q з одного метра трубопроводу ГТ при режимі роботи ТНУ ($T = -3^{\circ}\text{C}$)

1 - ГТ на глибині 1,5 м, 2 - ГТ на глибині 1 м

Як видно з рис. 6 питома кількість тепла, відібраного з одиниці довжини, при закладенні ГТ на 1,0 м більша на початку і в кінці опалювального періоду, оскільки в даному випадку ступінь впливу граничних умов на поверхні ґрунту більш істотна. Однак, в період максимального теплоспоживання об'єкта (з листопада по лютий) питомий тепловідбір вищий на глибині 1,5. При виборі глибини закладення ГТ цей фактор є визначальним. В залежності від того, в якій системі опалення експлуатується ТНУ, вибирається режим роботи ГТ, адже теплова потужність випаровувача змінюється із зміною навантаження конденсатора.

Найбільш характерними для роботи ТНУ в системі опалення, є два режими. Перший режим роботи - моновалентний, коли ТНУ покриває все навантаження системи опалення. При цьому система опалення є низькотемпературною з параметрами теплоносія в розрахунковому режимі 55/45 °C. Другий режим роботи ТНУ - бівалентно-альтернативний, згідно з яким ТНУ покриває опалювальне навантаження і забезпечує необхідні температури теплоносія в магістралях тільки до певної температури зовнішнього повітря (точка бівалентності), далі навантаження покриває котел-водоводчик. У цьому випадку система водяного опалення є високотемпературною з розрахунковими параметрами теплоносія 95/70 °C.

В бівалентному режимі роботи ТНУ теплоспоживання об'єкта при розрахунковій температурі зовнішнього повітря становить 35 кВт. В моновалентному режимі ТНУ теплоспоживання об'єкта дорівнює 15 кВт. Основні характеристики ТНУ: масова витрата холоданосія в ГТ 1,01 кг/с; масова витрата теплоносія 0,33 кг/с; об'ємна подача компресора 29 м³/ч; поверхня виника 6,7 м²; поверхня конденсатора 6,8 м²; довжина ГТ 1600 м; глибина залягання 1,5 м. Холодоагент ТНУ - R134a.

Температура теплоносія на вході в конденсатор ТНУ приймається рівною температурі у зворотній магістралі системи опалення. При цьому з врахуванням рекомендацій [4,5] для розглянутих систем опалення попередньо побудовані графіки якісного регулювання. Статичні характеристики ТНУ визначені за методикою [6,7]. Витрата теплоносія в системі опалення в обох режимах, прийнята постійною.

Співставлення режимів роботи ГТ довжиною $L=1600$ м і ТНУ в кожному місяці опалювального періоду наведено на рис. 7. Довжина ґрунтового теплообмінника L , визначена за умови забезпечення необхідної холодопродуктивності ТНУ.

При вибраних параметрах ГТ його теплова потужність (крива 1 на рис.7) покриває необхідну холодопродуктивність ТНУ (крива 2). Зменшення холодопродуктивності ТНУ з грудня по березень пов'язане із збільшенням температурних меж циклу, обумовлених зростанням теплоспоживання об'єкта в цей період.

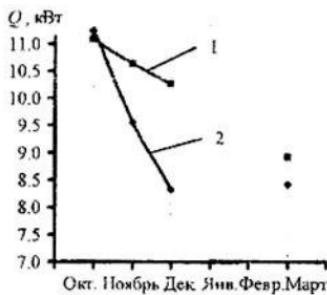
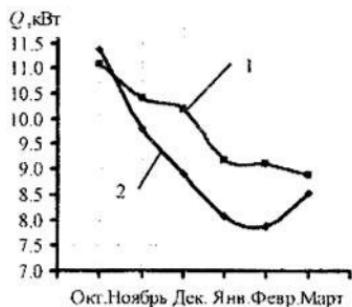


Рис. 7. Співставлення теплової потужності ГТ і холодопродуктивності ТНУ

а - в моновалентному режимі; б - в бівалентному режимі

На рис. 8 представлена залежність зміни температури ґрунту на глибині 3 м, отримані для непотривоженого стану ґрунту і при закладанні ГТ на глибині 1,5 м для режимів роботи ТНУ з температурами t_{s2} характерними для моновалентною режиму. У розрахунках враховувався режим кондиціонування в літній період при температурі $t_{s2} = 21^{\circ}\text{C}$.

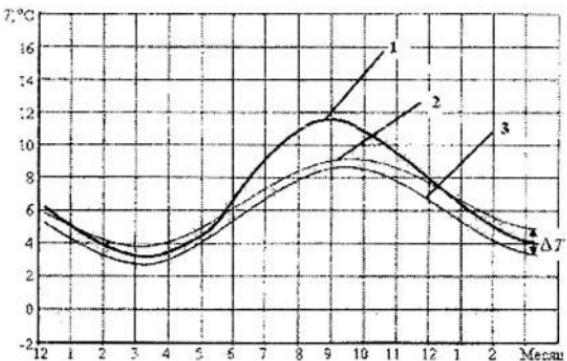


Рис. 8. Зміна температури ґрунту на глибині 3 м в різні пори року:
1 - при роботі ТНУ в моновалентному режимі в опалювальний період і в
режимі кондиціонування в літній період; 2 - непотривожений стан ґрунту;
3 - при роботі ТНУ тільки в режимі нагріву в опалювальний період

В березні при відсутності режиму кондиціонування температура ґрунту в порівнянні з непотривоженим його станом знижується на $\Delta T=2^{\circ}\text{C}$. Акумуляція тепла ґрунтом в літній період (режим кондиціонування) збільшує теплову стійкість ґрунту, тому в опалювальний період (з жовтня по січень) температура ґрунту збільшується. Таким чином, експлуатація ТНУ в режимі кондиціонування (рис. 8, лінія 1) сприяє відновленню температури ґрунту.

Існує кілька схем прокладання ГТ горизонтального типу [2] (змієвикове, колекторне, змішане). У кожному з цих випадків трубопроводи ГТ прокладаються паралельно одній одному з певним кроком. Тому, при проектуванні ГТ слід враховувати вплив теплової інтерференції між ділянками трубопроводу [8]. Для цього на граници Г5, на Г3, задається умова III роду (рис. 2) з врахуванням збільшення температури по довжині ГТ. Розподіл температури в розглянутому елементі ґрунту в кінці березня при закладанні ГТ змієвикового типу на глибину 1,5 м з кроком в 1 м показано на рис. 9.

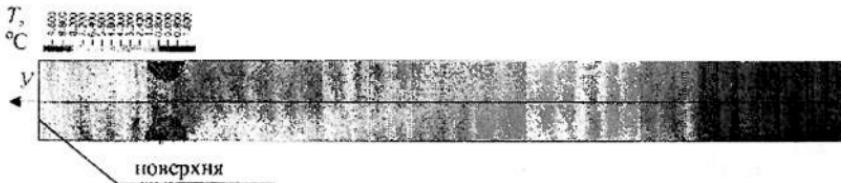


Рис. 9. Розподіл температури в ґрунті при роботі ТНУ в моновалентному режимі наприкінці березня

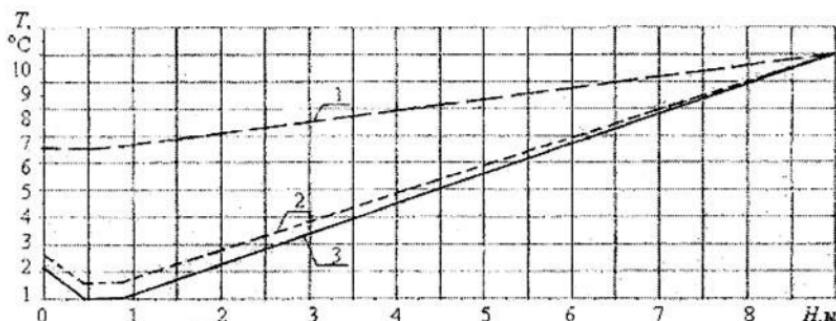


Рис. 10. Залежність температури ґрунту від глибини (кінець березня):

1 - непотривожений стан ґрунту; 2 - бівалентний режим роботи ТНУ;
3 - моновалентний режим роботи ТНУ

З рис. 10 видно, що в моновалентному режимі роботи ТНУ ґрунт охолоджується на 0,7 °С більше, ніж в бівалентному режимі. Це пояснюється тим, що температура розсолу на вході в ГТ для двох режимів у березні відрізняється на 0,83 °С. Тому, перерва в роботі ТНУ в бівалентному режимі практично не впливає на відновлення теплового потенціалу ґрунту. На відновлення теплового потенціалу ґрунту істотно впливає підвищення температури зовнішнього повітря в кінці опалювального періоду. Цей ефект виявляється при закладанні ГТ до 2 м. Аналіз рис.10 також показав, що температура поверхні ґрунту є результатом взаємного впливу зовнішнього повітря та режиму роботи ТНУ.

Висновки

1. Запропонована методика розрахунку ґрутового теплообмінника горизонтального типу, дозволяє зробити довгостроковий прогноз відновлення теплового стану ґрунту. Методика враховує вплив теплової інтерференції між ділянками ґрутового теплообмінника, а також зміну температури холодоносія.

2. При проектуванні ґрутових теплообмінників горизонтального типу доцільно ставити граничні умови на поверхні ґрунту третього роду, а на глибині нейтрального шару – першого роду.

3. Експлуатація ГТ в бівалентному режимі роботи ТНУ для опалення в зимовий період та для кондиціонування в літній період призводить до зниження теплового впливу на ґрунт, але при цьому зменшується і енергетична ефективність ТНУ віднесена до числа годин використання її встановленої потужності.

4. Відновлення температурного поля ґрунту навколо теплообмінника після закінчення експлуатації ТНУ залежить як від теплофізичних властивостей ґрунту, так і від інтенсивності використання встановленої потужності ТНУ.

Список літератури

1. Васильев Г. П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной энергии поверхностных слоев Земли. – М.: Издательский дом «Граница», 2003. – 176 с.
2. Денисова А. Е. Использование энергии грунта в теплонасосных гелиосистемах энергоснабжения //А. Е. Денисова, А. С. Мазуренко, Ю. К. Тодориев, В. А. Дубковский //Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2000. – № 1. – С. 27 – 30.
3. Исаченко В.П. Теплопередача /В. П. Исаченко, В. А. Осинова, А. С. Сукомел. -М.: Энергия, 1975.- 488 с.
4. Шиманські В. Пристосування системи центрального опалення до реального споживача тепла //Ринок інсталяційний, –2000. –№4. – С.9 – 12.
5. Сакун И. А. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. – Л.: Машиностроение. – 1987. – 190 с.
6. Костиков А. О. Харлампи迪 Д. Х. Влияние теплового состояния грунта на эффективность работы теплонасосной установки с грунтовым теплообменником //Енергетика: економіка, технології, екологія. -№1.- 2009. --С. 32 - 40.
7. Редько А. А., Харлампи迪 Д. Х. Исследование термодинамических режимов геотермальных теплонасосных установок //Вісник донбаської національної академії будівництва та архітектури. – Вип. 2 (76). – 2009. – С. 86 – 98.
8. Mei V. C. Heat Pump Ground Coil Analysis With Thermal Interference //Journal of Solar Energy Engineering. - 1988. – Vol. 110. –P. 67 – 73.

Надійшла до редакції

21.09.11 р.

УДК 697.94.(075)

В.Й. Лабай, канд. техн. наук., доцент.
Національний університет "Львівська політехніка"

ЗАЛЕЖНІСТЬ ВТРАТ ЕКСЕРГІЇ В ЕЛЕМЕНТАХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН SPLIT-КОНДИЦІОНЕРІВ ВІД КІНЦЕВИХ РІЗНИЦЬ ТЕМПЕРАТУР У ВИПАРНИКУ І КОНДЕНСАТОРИ

Постанова проблеми. Холодильні машини, які застосовують в split-кондиціонерах, потребують вдосконалення для підвищення їх енергоефективності, яке можливе з використанням сучасного методу термодинаміки – ексергетичного [1, 2, 3].

Ексергетичний аналіз дозволяє встановити максимальні термодинамічні можливості холодильної машини, визначити втрати ексергії в ній та обґрунтувати рекомендації з вдосконалення окремих її елементів. А для цього треба досконало вивчити всі аспекти роботи холодильної машини split-кондиціонерів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Найдетальніше ексергетичний метод аналізу одноступеневих холодильних машин наведений в [1], який непристосований для холодильних машин split-кондиціонерів, у яких випарник і конденсатор омиваються відповідним повітрям, а в контурі холодильної машини циркулює інший холодаагент. Також коротко цей метод аналізу висвітлений у [2, 3].

Тому автором розроблений ексергетичний метод аналізу роботи одноступеневих хладонових холодильних машин (без ефективного охолодження компресора) для split-кондиціонерів [4, 5]. У цьому методі використана принципова схема холодильної машини, яка наведена на рис. 1, а, і відповідно побудова процесів її роботи на р. i-dіаграмі – на рис. 1, б та холодильний агент хладон-22 (R22). Такий метод термодинамічного вивчення холодильної машини дає можливість дослідити її як загалом, так і її окремі частини, щоб отримати повну інформацію про процеси перетворення енергії, які мають місце в холодильній машині. Результатом аналізу є знаходження втрат ексергії в окремих елементах холодильної машини та ексергетичного ККД процесу загалом.

Мета роботи – визначення залежності втрат ексергії у компресорі, конденсаторі, дроселі і випарнику холодильних машин split-кондиціонерів від кінцевих різниць температур у випарнику і конденсаторі. Для цього потрібно встановити:

– втрати ексергії у компресорі, конденсаторі, дроселі і випарнику, наприклад, split-кондиціонера "Sanyo" холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних зовнішніх температурних умов випробування, залежно від кінцевих різниць температур у випарнику і конденсаторі;

— аналітичні залежності між втратами ексергії у компресорі, конденсаторі, дроселі і випарнику вибраного split-кондиціонера “Sanyo” і кінцевими різницями температур у випарнику і конденсаторі.

Це і було завданням досліджень.

Виклад основного матеріалу. Ексергетичний ККД η_e одноступеневої парокомпресорної хладонової холодильної машини split-кондиціонерів визначали з її ексергетичного балансу, який має вигляд:

$$E_{\text{вх}} = E_{\text{вих}} + \Sigma D, \%, \quad (1)$$

де $E_{\text{вх}}$ — вхідний потік ексергії у компресор кондиціонера (робота компресора), %; $E_{\text{вих}}$ — вихідний потік ексергії з випарника кондиціонера, або ексергетична холодопродуктивність кондиціонера, %; ΣD — загальні втрати потоку ексергії у всіх апаратів холодильної машини кондиціонера, %.

Виходячи з цього, ексергетичний ККД η_e визначали так:

$$\eta_e = \frac{E_{\text{вих}}}{E_{\text{вх}}} = 1 - \frac{\Sigma D}{E_{\text{вх}}}. \quad (2)$$

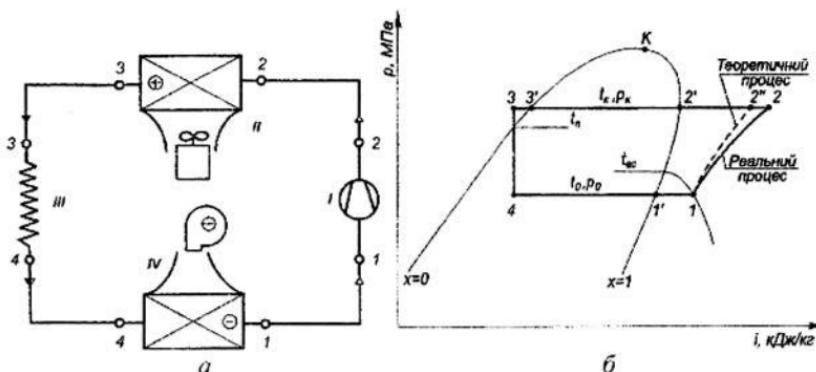


Рис. 1. Принципова схема холодильної машини (а)
та побудова процесів роботи на p,i -діаграмі (б):

I — компресор; II — конденсатор; III — капілярна трубка (дросель);
IV — випарник

Технічні характеристики вибраного для досліджень split-кондиціонера “Sanyo” за стандартних зовнішніх температурних умов $t_{H_1} = +35^\circ\text{C}$ і $t_{C_1} = +27^\circ\text{C}$: холодопродуктивність $Q_x^{\text{ct}} = 2020 \text{ Вт}$, споживана потужність $N_{\text{ел}}^{\text{ct}} = 610 \text{ Вт}$, кількість конденсату $W_{\text{конд}}^{\text{ct}} = 0,9 \text{ л/год}$, витрати повітря на випарнику $L_{\text{вип}}^{\text{ct}} = 450 \text{ м}^3/\text{год}$ і конденсаторі

$I_k^{\text{ст}} = 1360 \text{ м}^3/\text{год}$ кондиціонера і, відповідно, ексергетичний ККД $\eta_e = 0,249$, холодильний агент хладон-22 (R22).

Кінцева різниця температур у випарнику (внутрішнього повітря на виході з випарника і киплячого холодильного агента) $\Delta t_{\text{вип}}$ впливає на значення температури випаровування рідкого холодильного агента $t_{\text{вип}} = t_0$, а кінцева різниця температур у конденсаторі (холодильного агента, який конденсується, і зовнішнього повітря на виході з конденсатора) Δt_k впливає на значення температури конденсації пари холодильного агента t_k , що своєю чергою визначають *внутрішній температурний режим роботи* холодильних машин split-кондиціонерів, які працюють на однокомпонентному холодильному агенті. У той самий час від внутрішнього температурного режиму роботи холодильних машин split-кондиціонерів залежать не тільки ексергетичний ККД холодильних машин, але й параметри роботи усіх їх елементів: компресора, конденсатора, дроселя (капілярної трубки) і випарника та адекватні *втрати ексергії* у них.

Для встановлення залежності втрат ексергії у компресорі, конденсаторі, дроселі і випарнику вибраного кондиціонера від кінцевих різниць температур у випарнику і конденсаторі, які суттєво впливають на його роботу, прийняли такі умови функціонування кондиціонера:

- кінцеву різницю температур у випарнику $2 \leq \Delta t_{\text{вип}} \leq 4^\circ\text{C}$ (для стандартного процесу приймали $\Delta t_{\text{вип}} = 2,8^\circ\text{C}$);
- кінцеву різницю температур у конденсаторі $3 \leq \Delta t_k \leq 5^\circ\text{C}$ (для стандартного процесу приймали $\Delta t_k = 4,2^\circ\text{C}$);
- стандартну температуру навколошнього середовища $t_{H_1} = 35^\circ\text{C}$ (зовнішнього повітря);
- стандартну температуру внутрішнього (рециркуляційного) повітря відповідно до температури навколошнього середовища $t_C = 27^\circ\text{C}$;
- різницю температур перегрівання у випарнику $\Delta t_{\text{пергр}} = 10^\circ\text{C}$;
- різницю температур переохолодження у конденсаторі $\Delta t_{\text{перех}} = 5^\circ\text{C}$;
- адіабатичний (індикаторний) ККД компресора $\eta_i = 0,8$;
- електромеханічний ККД компресора $\eta_{cm} = 0,9$.
- холодильний агент – хладон-22 (R22).

Отримані під час проведення аналізу результати наведені у таблиці (курсивом зазначені технічні характеристики кондиціонера для стандартних кінцевих різниць температур у випарнику і конденсаторі, а жирно – технічні характеристики кондиціонера для запропонованих кінцевих різниць температур у випарнику і конденсаторі) та зображені графічно на рис. 2, 3, 4 і 5.

Таблиця

Результати дослідження втрат ексергії у компресорі, конденсаторі, дроселі і випарнику та ексергетичного ККД split-кондиціонера "Sanyo" стандартної холодопродуктивності 2020 Вт залежно від кінцевих різниць температур у випарнику і конденсаторі

$\Delta t_{\text{вип}}$, °C	Δt_k , °C	$D_{\text{компр}}$, %	D_k , %	$D_{\text{др}}$, %	$D_{\text{вип}}$, %	$e_{\text{вх}} = l$, кДж/кг	$e_{\text{вих}}$, кДж/кг	η_e
2,0	4,2	24,2	32,9	7,3	9,9	27,9	7,18	0,258
2,5	4,2	24,2	32,4	7,2	11,0	28,4	7,18	0,252
3,0	4,2	24,1	31,9	7,1	12,2	29,0	7,17	0,247
3,5	4,2	24,1	31,5	6,9	13,2	29,5	7,16	0,243
4,0	4,2	24,0	31,1	6,8	14,3	30,1	7,15	0,238
2,8	3,0	24,4	30,3	7,4	11,7	27,7	7,24	0,262
2,8	3,5	24,3	31,1	7,3	11,7	28,1	7,21	0,256
2,8	4,0	24,2	31,8	7,2	11,7	28,6	7,18	0,251
2,8	4,5	24,1	32,6	7,1	11,7	29,0	7,15	0,246
2,8	5,0	23,9	33,3	7,0	11,7	29,5	7,13	0,242
2,8	4,2	24,1	32,1	7,1	11,7	28,8	7,17	0,249
2,0	3,0	24,5	31,0	7,6	9,8	26,8	7,25	0,270

У таблиці $D_{\text{компр}}$, D_k , $D_{\text{др}}$, $D_{\text{вип}}$ – відповідно, відносні втрати ексергії у компресорі, конденсаторі, дроселі і випарнику, %; $e_{\text{вх}} = l$ – питомий потік вхідної ексергії, підведененої до електродвигуна компресора (питома робота компресора), кДж/кг; $e_{\text{вих}}$ – потік питомої вихідної ексергії, відведененої від випарника у вигляді ексергетичної холодопродуктивності, кДж/кг; η_e – ексергетичний ККД холодильної машини кондиціонера.

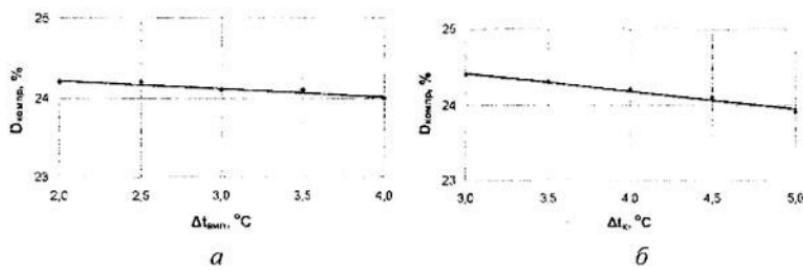


Рис. 2. Залежність відносних втрат ексергії у компресорі $D_{\text{компр}}$ split-кондиціонера „Sanyo" стандартної холодопродуктивності 2020 Вт від кінцевих різниць температур у випарнику $\Delta t_{\text{вип}}$ (а) і конденсаторі Δt_k (б)

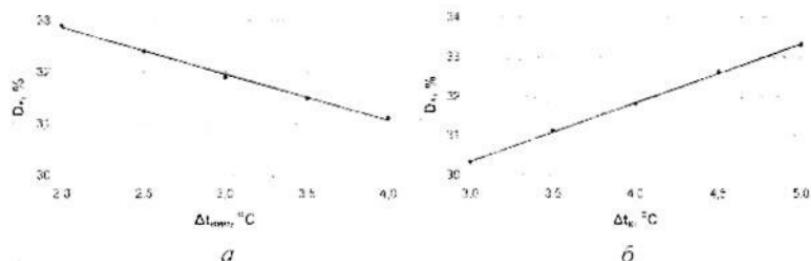


Рис. 3. Залежність відносних втрат ексергії у конденсаторі D_E split-кондиціонера „Sanyo” стандартної холодопродуктивності 2020 Вт від кінцевих різниць температур у випарнику $\Delta t_{\text{вип}}$ (а) і конденсаторі Δt_k (б)

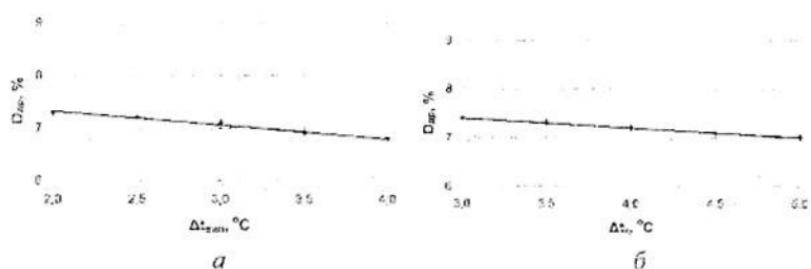


Рис. 4. Залежність відносних втрат ексергії у дроселі D_{dp} split-кондиціонера „Sanyo” стандартної холодопродуктивності 2020 Вт від кінцевих різниць температур у випарнику $\Delta t_{\text{вип}}$ (а) і конденсаторі Δt_k (б)

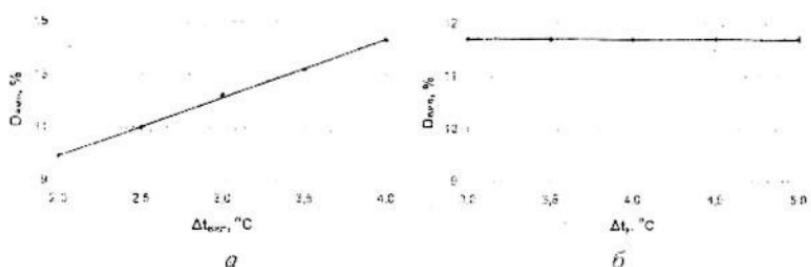


Рис. 5. Залежність відносних втрат ексергії у випарнику $D_{\text{вип}}$ split-кондиціонера „Sanyo” стандартної холодопродуктивності 2020 Вт від кінцевих різниць температур у випарнику $\Delta t_{\text{вип}}$ (а) і конденсаторі Δt_k (б)

Залежності відносних втрат ексергії вибраного кондиціонера від кінцевих різниць температур у випарнику $2 \leq \Delta t_{\text{вип}} \leq 4^{\circ}\text{C}$ та конденсаторі $3 \leq \Delta t_k \leq 5^{\circ}\text{C}$ апроксимовані формулами:

-- для компресора

$$D_{\text{компр}} = 25,4 - 0,1 \cdot \Delta t_{\text{вип}} - 0,25 \cdot \Delta t_k, \% ; \quad (3)$$

-- для конденсатора

$$D_k = 28,2 - 0,9 \cdot \Delta t_{\text{вип}} + 1,5 \cdot \Delta t_k, \% ; \quad (4)$$

-- для дроселя

$$D_{\text{др}} = 8,67 - 0,25 \cdot \Delta t_{\text{вип}} - 0,2 \cdot \Delta t_k, \% ; \quad (5)$$

-- для випарника

$$D_{\text{вип}} = 5,5 + 2,2 \cdot \Delta t_{\text{вип}}, \% . \quad (6)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (3) становить 0,5%, за формулою (4) – 0,5%, за формулою (5) – 0,7% і за формулою (6) – 0,8%.

Висновки

Аналізуючи отримані дані досліджень у таблиці та на рис. 2, 3, 4 і 5, можна дійти таких висновків. Зростання кінцевої різниці температур у випарнику холодильної машини вибраного кондиціонера $\Delta t_{\text{вип}}$ від 2 до 4°C , тобто в 2 рази, призводить до незначного зменшення відносних втрат ексергії у компресорі $D_{\text{компр}}$ від 24,2 до 24,0%, тобто в 1,0083 рази, у конденсаторі D_k – від 32,9 до 31,1%, тобто в 1,058 рази, у дроселі $D_{\text{др}}$ – від 7,3 до 6,8%, тобто в 1,074 рази, і у випарнику до значного зростання $D_{\text{вип}}$ – від 9,9 до 14,3%, тобто в 1,444 рази, за зменшення ексергетичного ККД η_e від 0,258 до 0,238, тобто в 1,084 рази, а зростання кінцевої різниці температур у конденсаторі холодильної машини вибраного кондиціонера Δ_k від 3 до 5°C , тобто на 1,67 рази, – до незначного зменшення відносних втрат ексергії у компресорі $D_{\text{компр}}$ від 24,4 до 23,9%, тобто в 1,021 рази, у конденсаторі до незначного зростання D_k – від 30,3 до 33,3%, тобто в 1,099 рази, у дроселі до незначного зменшення $D_{\text{др}}$ – від 7,4 до 7,0%, тобто в 1,057 рази, і до сталої значення у випарнику $D_{\text{вип}} = 11,7\%$ за зменшення ексергетичного ККД η_e від 0,262 до 0,242, тобто в 1,083 рази. Варто зауважити, що відносні втрати ексергії у випарнику $D_{\text{вип}}$ не залежать від кінцевої різниці температур у конденсаторі холодильної машини вибраного кондиціонера Δ_k (рис. 5, б та формула (6)). Значить найкраще застосовувати найнижчі кінцеві різниці температур, тобто у випарнику 2°C , а у конденсаторі 3°C . Застосування запропонованих кінцевих різниць температур у випарнику і конденсаторі замість стандартних, відповідно $2,8^{\circ}\text{C}$ і $4,2^{\circ}\text{C}$, призведе до зростання ексергетичного ККД η_e від 0,249 до 0,270, тобто на 8,4%, що є достатньо значним.

Отже, ексергетичний аналіз роботи холодильної машини split-кондиціонера за стандартних зовнішніх температурних умов і різних кінцевих різниць температур у випарнику і конденсаторі кондиціонера показав, що вищі значення ексергетичного ККД в ней є за найнижчих кінцевих різниць температур у випарнику і конденсаторі. Тому з точки зору ексергетичного аналізу застосовувати вибраний split-кондиціонер стандартної холодопродуктивності 2020 Вт для забезпечення мікроклімату в приміщенні єщадніше з вищим ексергетичним ККД за стандартних зовнішніх температурних умов і запропонованих кінцевих різниць температур у випарнику $\Delta_{\text{вп}} = 2^{\circ}\text{C}$ та у конденсаторі – $\Delta_k = 3^{\circ}\text{C}$ та, відповідно, за незначно нарощеної відносної втрати ексергії у компресорі $D_{\text{компр}} = 24.5\%$, незначно зменшеної – у конденсаторі $D_k = 31.0\%$, незначно нарощеної – у дроселі $D_{\text{др}} = 7.6\%$ і незначно зменшеної – у випарнику $D_{\text{вп}} = 9.8\%$ для холодильної машини вибраного split-кондиціонера "Sanyo". Вочевидь, що завдяки цьому ексергетичний ККД зросте на 8.4%, що є суттєвим.

Список літератури

1. Соколов Е.Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: учеб. пособие для вузов.- 2-е изд., перераб. / Е.Я. Соколов, В.М. Бродянский. – М.: Энергоиздат. 1981. – 320 с.
2. Шаргут Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. – М.: Энергия. 1968. – 280 с.
3. Эксергетические расчеты технических систем: справ. пособие / [В.М. Бродянский, Г.П. Верхивкер, Я.Я. Карчев и др.]; под ред. А.А. Долинского, В.М. Бродянского; Ин-т технической теплофизики АН УССР. – Киев: Наук. думка, 1991. – 360 с.
4. Лабай В.Й. Ексергетичний аналіз місцевих автономних кондиціонерів / В.Й. Лабай, О.В. Омельчук // Науковий вісник: зб. наук.-техн. праць. – Львів: НЛТУ України, 2005. – Вип. 15.3. – С. 262–266.
5. Лабай В.Й. Термодинамічні основи знаходження ексергетичного ККД холодильних машин split-кондиціонерів / В.Й. Лабай, Й.С. Мисак // Науково-технічний журнал «Холодильна техніка і технологія». – Одеса: ОДАХ, 2010. – № 5 (127). – С. 15–19.

Надійшла до редакції

23.09.11 р.

УДК 697.34

П.М. Мороз, ген. директор СП "Укрінтерм"

СУЧASNІ ТРАНСПОРТАБЕЛЬНІ МОДУЛЬНІ КОТЕЛЬНІ УСТАНОВКИ ТА МОДУЛІ НАГРІВУ КОНДЕНСАЦІЙНОГО ТИПУ В СИСТЕМАХ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Однією з найактуальніших проблем для України на сучасному стадії, як між іншим і для всього світу, є проблема енергозбереження, тісно зв'язана з проблемами екологічної безпеки. Стабільно зберігається тенденція збільшення ціни на природний газ, який для нас є основним джерелом теплової енергії. Тому необхідно шукати можливості для більш економного споживання газу, зменшення енергоємності внутрішнього валового продукту до рівня розвинутих країн і стандартів Європейського Союзу. Основні пріоритети державної політики з енергозбереження визначені Державною цільовою економічною програмою енергоефективності на 2010 — 2015 роки, затвердженою Постановою Кабінету Міністрів № 243 від 01.03.2010р. Програма передбачає першочергове впровадження сучасних енергоощадних технологій, застосування кращого вітчизняного теплотехнічного обладнання, удосконалення котельних установок, які використовуються в комунальному господарстві.

Безумовно, перспективним є використання нетрадиційних та відновлюваних джерел енергії з застосуванням теплових насосів і геліоустановок для потреб гарячого водопостачання. Все більш вагоме місце в комунальній теплоенергетиці займають газові конденсаційні котли, які мають більш високий ККД та значно менші шкідливі викиди в атмосферу.

Одним з перших в Україні виробником сучасного теплогенеруючого обладнання, теплових насосів та геліоустановок на базі передових західноєвропейських технологій є СП "Укрінтерм". Комбінована система опалення та гарячого водопостачання з застосуванням сонячних колекторів і теплового насоса змонтована і в 2009 році введена в експлуатацію на інженерному корпусі "Укрінтерм" в м.Біла Церква. Вода нагрівається в ємнісному теплообміннику (рис. 1) за допомогою сонячного колектора та водогрійного котла. В постійному режимі працює тепловий насос з трубчастим колектором та два модулі нагріву МН-100.

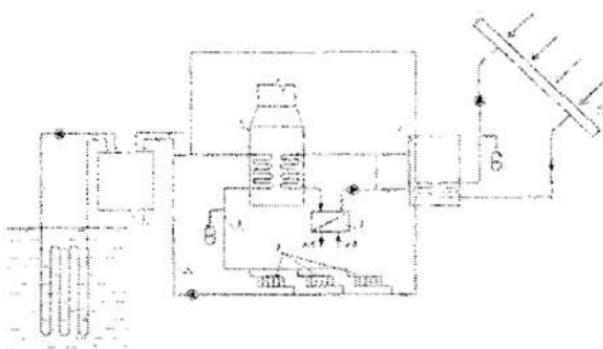


Рис.1. Система автономного теплопостачання:
1 - водогрійний котел, 2 - опалювальні прилади, 3, 4 - подавальна та зворотня магістралі, 5 - тепловий насос, 6-сонячний колектор,
7 - ємнісний водонагрівач, 8 - пластинчастий теплообмінник

Сучасні автономні системи теплопостачання будинків, які впроваджує СП “Укрінтерм”, включають модульні, в тому числі транспортабельні дахові котельні установки, екологічно чисті конденсаційні котли з високоефективними пластинчастими теплообмінниками для гарячого водопостачання. Модульні котельні установки системи “Укрінтерм” призначені для теплозабезпечення житлових, громадських та виробничих будівель. Установка збирається з окремих модулів нагріву МН або з модулів з покращеними екологічними показниками МНеко (рис. 2) номінальною тепловою потужністю 80, 100, 120 кВт в кількості, необхідні для забезпечення розрахункового теплового навантаження.

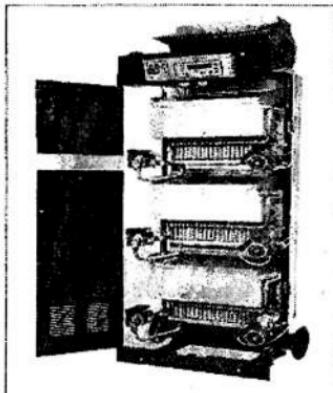


Рис.2. Модуль нагріву серії МН

Порівняльні характеристики модулів нагріву МН та МНеко наведено в табл. 1 та в табл. 2.

Таблиця 1

Основні технічні характеристики модулю нагріву

№	Найменування параметру	Одиниця вимірю	MH 80	MH 80 еко	MH 100	MH 100 еко	MH 120	MH 120 еко	MH 240
1.	Номінальна теплова потужність, $\pm 10\%$	кВт	80	87	100	108	120	130	247
2.	Номінальна тепло-продуктивність, $\pm 10\%$	кВт	72	80	90	100	108	120	240
3.	Максимальна вит-рата газу при $t=20^{\circ}\text{C}$ атм. тиску 760 мм рт. ст.	$\text{m}^3/\text{год}$	8,6	9,4	10,7	11,6	12,9	14	25,8
4.	Коефіцієнт корисної дії	%	92	96	92	96	92	96	97/103
5.	Максимальна температура теплоносія	$^{\circ}\text{C}$	95	95	95	95	95	95	85
6.	Діапазон регульовання температури теплоносія на виході з модуля	$^{\circ}\text{C}$	50-95	50-95	50-95	50-95	50-95	50-95	40-85
7.	Температура продуктів згоряння на виході з модуля	$^{\circ}\text{C}$	110	110	110	110	110	110	40-75
8.	Електрична потужність	Вт	300	300	400	400	400	400	1000
9.	Вміст викилів у продуктах згоряння: - оксиди вуглецю CO - оксиди азоту NOx	mg/m^3	50 220	40 20	50 220	40 20	50 220	40 20	42 9

Таблиця 2

Орієнтовна вартість модульних котельних

Тип житлового будинку	36 кв.	72 кв.	108 кв.	144 кв.
Загальна площа, m^2	2500	5000	7500	10000
Максимальні витрати тепла, кВт:				
на опалення	287	402	527	896
на гаряче водопостачання	193	318	433	544
загальні	480	720	960	1440
Максимальна потреба:				
Газ, $\text{nm}^3/\text{год}$	56	84	122	158
Вода, $\text{m}^3/\text{год}$	2,9	5,3	6,3	9,4
Ел. енергія, кВт	3,5	7,4	7,7	13,6
Вартість обладнання котельної, грн	276360	361747	442569	693460

Сучасний стан застарілих котельень та централізованих теплових мереж призвів до необхідності обирати більш оптимальну систему тепlopостачання, керуючись вимогами безпечної експлуатації системи, зменшення рівня екологічного забруднення, зменшення експлуатаційних витрат та забезпечення необхідного рівня комфоргності в будинках. Саме таким вимогам відповідають транспортабельні модульні котельні установки системи “Укрінтерм” номінальною потужністю 240, 460 та 600кВт. Котельна монтується в контейнері (рис.3), який може перевозитись, встановлюватись на даху будинку чи в іншому передбаченому проектом місці, підключатися до системи тепlopостачання відповідно до чинних будівельних норм і правил.

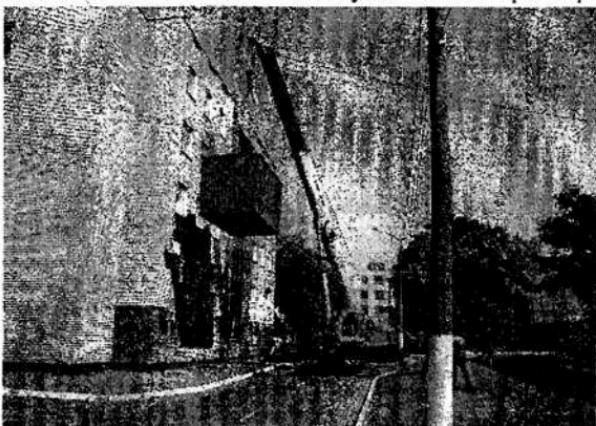


Рис. 3. Контейнер дахової котельні

Дахові котельні з модульними котельними установками “Укрінтерм” значно скорочують витрати на будівництво теплових мереж, зменшують втрати теплоти. Вони змонтовані та успішно і ефективно працюють в багатьох містах України. Наприклад для Запорізького юридичного інституту запроектовано дахову котельну адміністративного корпусу з двома модулями МН-120, дахову котельну з трьома модулями МН-120 та дахову котельну спального корпусу з п'ятьма модулями МН-120. Коефіцієнт корисної дії кожного модуля 90...92 %.

З 2008р. СП “Укрінтерм” випускає конденсаційні газові водогрійні котли МН-240 для систем тепlopостачання (рис.4). Основною метою конденсаційного котла є відбір з димових газів теплоти конденсації водяної пари в теплообміннику спеціальної конструкції, виготовленому з кислотостійких матеріалів. Високотехнологічна система спалювання газу забезпечує приготування паливно-повітряної суміші в пропорціях, оптимальних для даного режиму горіння. В результаті в димових газах значно зменшується кількість шкідливих викидів, зокрема CO та NOx. Низька температура димових газів (блізько 40 °C) дозволяє

використовувати димоходи із пластмаси, що зменшує витрати на їх монтаж і експлуатацію. Конструкція димоходів для конденсаційних котлів повинна бути герметичною і достатньо стійкою до впливу кислотного середовища.

Конденсат, що утворюється на конденсаційному теплообміннику, зливається в побутову каналізацію без нейтралізації (від котлів потужністю до 200 кВт). Конденсат від котлів більшої потужності обробляється нейтралізуючими засобами. Витрата нейтралізуючих засобів підбирається дослідним шляхом залежно від режиму роботи теплогенератора. За нашими дослідженнями ця витрата складає не більш 140 г на кВт·год.

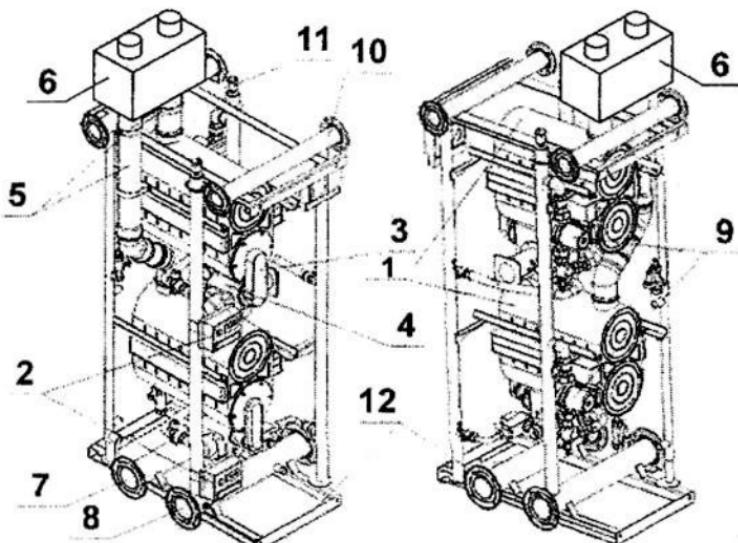


Рис. 4. Модуль нагріву МН-240

1 - двокамерний теплообмінник; 2 - блок управління; 3 - пальник; 4 - дутгтьовий вентилятор; 5 - димохід; 6 - реактор з пакетом каталізаторів; 7,8 - подавальна та зворотня магістралі; 9 - циркуляційний насос; 10 - газопровід; 11 - автоматичний повітровідвідник; 12 - рама.

Іншим методом очищення продуктів згоряння при спалюванні газу від CO та NOx є введення в топку або лимохід каталізаторів. Кatalізаторами можуть бути, наприклад, брикети які містять паладій або інший основний каталізуючий та пористий компонент. Розрахункова кількість таких брикетів розміщується в прямокутний реактор і через нього пропускаються продукти згоряння та нейтралізуються від CO та NOx.

Ефективність роботи конденсаційних котлів в значній мірі залежить від параметрів системи опалення. Чим нижча температура зворотньої води на вході в котел, тим повніше відбувається конденсація водяної пари з димових газів, а відповідно і більша частка прихованої теплоти повертається в систему. Максимальний ККД конденсаційних котлів вказується для температурного режиму 50/30 °С. В найхолодніший період опалювального сезону, тривалість якого для нашого кліматичного поясу становить близько 10%, коли системи опалення треба переводити в режим 90/70 °С, конденсаційний котел буде працювати з дещо нижчим ККД (95...97 %). Враховуючи сказане, фахівцями СП “Укрінтерм” розроблений, випробуваний та сертифікований газовий конденсаційний модуль нагріву тепlopродуктивністю 240 кВт, каскадного типу у шафовому виконанні. Він може використовуватись самостійно або збиратися в один блок тепlopродуктивністю від 240 до 1200 кВт. Розміри й конструкція модуля витримані так, щоб можна було замінити одним МН-240 два модулі МН-120еко.

Для невеликих об'єктів СП “Укрінтерм” налагодив випуск побутових газових конденсаційних двоконтурних котлів номінальною тепlopродуктивністю 42 кВт, які призначені для застосування в системах тепlopостачання індивідуальних будинків, котеджів, магазинів, інших невеликих громадських будинків.

Надійшла до редакції

19.09.11 р.

УДК 697.1 (075.8)

В.Д. Петраш, д-р. техн. наук, професор.

Д.В. Басист, ст. викл.

Одеська державна академія будівництва і архітектури

ВИСОКОЕФЕКТИВНІ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ЦИВІЛЬНИХ БУДІВЕЛЬ З ПРОМІЖНИМ РОЗМІЩЕННЯМ ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОТИ

В даний час відмічається підвищений інтерес до незалежних і автономних систем тепlopостачання будівель, зважаючи на їх більшу надійність і керованість. Діючі нормативні вимоги, передбачають проміжні технічні поверхні в багатоповерхових будівлях для розміщення інженерного устаткування. З аналізу чинних державних будівельних норм, наприклад [1] виходить, що для рекуперативних теплообмінників централізованого тепlopостачання для електро - і рідше газових теплогенераторів, обмежень щодо їх встановлення на технічних поверхнях практично немає.

Виконаний аналіз [2,3,4] показав доцільність розширення сфери застосування систем опалення з проміжним розміщенням джерела теплоти для підвищення їх теплогідравлічної стійкості, енергетичної і техніко-економічної ефективності. Вищевикладене визначає можливість вдосконалення систем опалення на основі конструктивного і функціонального взаємозв'язку структурних елементів систем і джерел теплоти (теплообмінниками, автоматизованими і запрограмованими теплогенераторами), що володіють комплексними можливостями експлуатаційного регулювання теплогідравлічних процесів.

Характерна особливість систем опалення з проміжним розміщенням джерел теплоти при відповідній розводці розподільних і збірних магістралей полягає в можливості створення позонних систем опалення із стояками спеціальної структури [2,4] із загальними вузловими точками для нижньої і верхньої зон стояка, внаслідок чого істотно знижується загальний гідравлічний опір системи опалення.

Особливість аналізованої системи полягає в тому, що в нижній зоні, що відноситься до нижньої частини стояка, гравітаційний тиск перешкоджає, а у верхній зоні, розташованій у верхній його частині, — навпаки, сприяє циркуляції теплоносія. У зв'язку з викладеним необхідно оцінити зміну характеристики опору системи опалення залежно від рівня розміщення джерела теплоти по висоті будівлі.

Для оцінки зменшення загального опору запишемо відповідні рівняння, які задовольняють системи опалення (рис.1) при традиційному нижньому і проміжному розміщенні джерела теплоти із стояками

спеціальної конструкції, що забезпечують рівні значення протинаяправленого гравітаційного тиску у верхній і в нижній зонах.

$$S_{\text{спец}}^P G^2 = (S_{\text{м}}^P G^2 + S_{\text{ст}}^P G^2) K_{\text{тп}}; \quad (1)$$

$$S_{\text{спец}}^P G^2 = S_{\text{м},i}^P G^2 + S_{\text{в-н}}^P G^2_{\text{ст}}, \quad (2)$$

де $S_{\text{м}}^P$ та $S_{\text{м},i}^P$ - характеристики опору магістральних ділянок відповідно в традиційній і аналізованій системах, Па $\text{с}^2/\text{кг}^2$; $G_{\text{ст}}$ - розрахункова витрата теплоносія в стояках, кг/с; $K_{\text{тп}}$ - коефіцієнт обліку розрахункової величини гравітаційного тиску; $S_{\text{ст}}^P$ - характеристика опору стояка в традиційній системі опалювання, Па $\text{с}^2/\text{кг}^2$; $S_{\text{в-н}}^P$ - характеристика опору стояка спеціальної структури з паралельно сполученими ділянками з характеристиками в нижній $x S_{\text{ст}}^P$ і верхній $(1-x) S_{\text{ст}}^P$ зонах, Па $\text{с}^2/\text{кг}^2$, яка визначається за залежністю.

$$S_{\text{в-н}}^P = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{x} S_{\text{ст}}^P} + \frac{1}{\sqrt{(1-x)} S_{\text{ст}}^P} \right)^2} = \frac{S_{\text{ст}}^P}{\left(\frac{1}{\sqrt{x}} + \frac{1}{\sqrt{(1-x)}} \right)^2}.$$

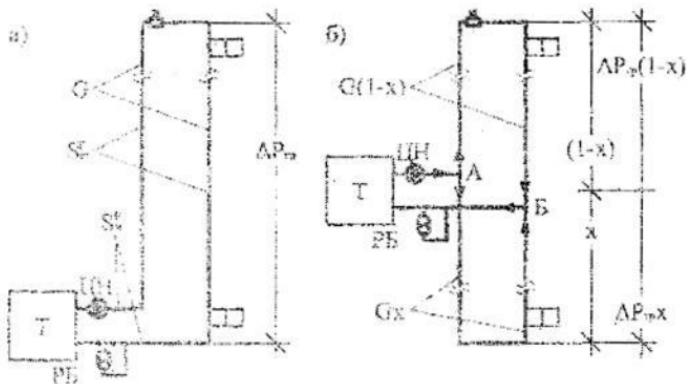


Рис.1. Схеми систем опалювання

а) З нижнім розташуванням джерела теплоти; б) З проміжним розташуванням джерела теплоти.

Т – теплообмінник (джерело теплоти); ПН – циркуляційний насос;
РБ – розшировальний бак.

Співставлення рівнянь (1) і (2) дозволяє відзначити, по-перше, що завжди $S_{\text{м},i}^P \leq K_{\text{тп}} S_{\text{м}}^P$ зважаючи на меншу протяжність магістралей запропонованої системи, а по-друге, оцінити міру зниження опору стояка запропонованої структури з врахуванням гравітаційного тиску,

що діє, при тих же діаметрах з традиційними стояками, в наступному виді

$$\frac{S_{ct}^p}{S_{h-h}^p} = \left(\frac{1}{\sqrt{x}} + \frac{1}{\sqrt{1-x}} \right)^2. \quad (4)$$

Зменшення характеристики опору стояка запропонованої структури згідно залежності (4), ілюструється графічно на рис.2

Отже, гіdraulічна характеристика запропонованих систем опалення багатоповерхових будинків з проміжним розташуванням джерела теплоти істотним чином відрізняється від аналогічного показника в традиційних системах з нижнім його розміщенням, що особливо необхідно враховувати при розрахунках відповідних систем. При тих же діаметрах в порівнянні з традиційними пропонована структура стояка дозволяє значно понизити його характеристику опору або відповідно зменшити діаметри трубопроводів.

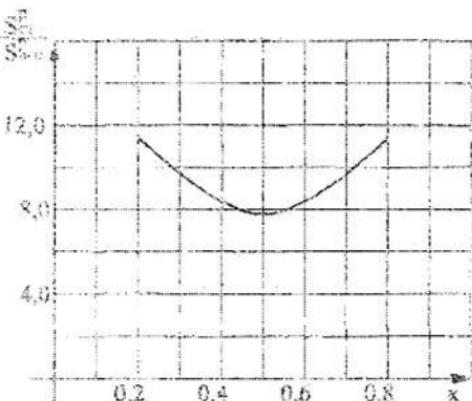


Рис.2. Зміна характеристики опору стояка спеціальної структури в залежності від розміщення джерела теплоти x

Таким чином, вдосконалення систем водяного опалювання на основі проміжного розміщення джерела теплоти розширює сферу їх практичного застосування з одночасним зниженням капітальних і експлуатаційних витрат.

Експериментальними дослідженнями підтверджена достовірність аналітичних залежностей у визначенні зниження характеристик стояків опору запропонованих конструкцій з врахуванням гравітаційних тисків на діючу систему водяного опалювання. Для цього в процесі дослідно-експериментального дослідження була застосована діюча в натурі лабораторна система опалення 2,3,4 і 5 поверхів північної частини 9-ти поверхового корпусу ОГАСЛ з індивідуальними газовими котлами.

Дослідно-експериментальна система є додатковою системою до існуючої системи центрального опалення будівлі.

Система водяного опалення виконана двотрубною з індивідуальними горизонтальними вітками. Центр нагріву теплоносія знаходиться на 4 поверхі на висоті 1,5 м від рівня підлоги.

Джерелом теплоти є 2 настінних газових котли («Vaillat ecoTEC» та «turboTEC») з теплою потужністю $Q=24 \text{ кВт}$. Система обладнана загальним 3-х швидкісним циркуляційним насосом «DABVA55/130» ($\Delta P^{\max}=6.3 \text{ м.вод.ст.}, G^{\max}=3,6 \text{ м}^3/\text{ч}$).

На зворотньому трубопроводі кожного котла встановлені ультразвукові лічильники теплової енергії «SENSUS». Всі горизонтальні вітки системи опалювання підключені до загального розподільного і збірного колекторів, змонтованих на висоті 1,2м від рівня підлоги. На вхідних і вихідних ділянках кожної вітки встановлені клапани «HERZ» які дали можливість підключати з'єднувальні трубки із скляними п'єзометрами. До клапанів підключаються також з'єднувальні трубки вимірювального приладу «HERZ» серії «FLOW PLUS». Розширувальний бак мембраничного типу ($V=50\text{l.}$) приєднаний до колектора зворотнього трубопроводу.

Після стабілізації встановленого теплогидравлічного режиму при роботі одного котла (приблизно через 4-5 годин) знімалися показання тиску на початковій і кінцевій ділянках досліджуваного контура з одночасним зняттям відповідних значень температур і витрат теплоносія. Визначення вказаних параметрів виконувалось окремо для верхньої і нижньої віток системи, які обслуговують відповідно 2 і 5 поверхні будівлі в режимі індивідуальної роботи. Аналогічні виміри проводились при паралельній роботі нижньої і верхньої віток із загальними вузловими точками в подаючому і зворотньому колекторах, а також при функціонуванні всіх чотирьох віток системи опалення. Пара скляних п'єзометрів з можливістю підключення до відповідної вітки знаходилася на рівні появи менісків для зняття показань. Вони розташовувалися вище верхнього приладу системи на 11-14 метрів. Такий спосіб забезпечував досить надійну і високу точність вимірюваного тиску в межах $\pm 10\text{Pa}$. Одночасно виконувались порівняльні виміри витрат і тиску за допомогою вимірювального приладу «FLOW PLUS».

Температура теплоносія вимірювалась двома ртутними термометрами, встановленими на розширеніх ділянках подаючих і зворотніх теплоізользованих трубопроводів. Ці свідчення також контролювалися теплосчетчиком «SENSUS» (клас точності - 2 по En1434, вимірювальний діапазон 1:200) до і після теплогенератора.

Для порівняльної оцінки впливу гравітаційного тиску гідралічні випробування системи проводилися спочатку в «холодному» режимі. Враховуючи обмежені технічні можливості зміни конструктивних і

теплогідравліческих параметрів діючої системи, в процесі експериментального дослідження, була обґрутована доцільність відповідних вимірюваний при двох теплових режимах роботи її з початковою температурою гарячої води $t_f = 60\text{--}65^\circ\text{C}$ і $70\text{--}75^\circ\text{C}$, а також при температурі «холодної» води $20\text{--}25^\circ\text{C}$, що практично повністю виключає вплив гравітаційного тиску. Такий підхід при незмінній гіdraulічній характеристиці опору досліджуваного циркуляційного контура дозволив в подальшому розрахунковим шляхом визначити вплив гравітаційного тиску на зміну витрат теплоносія при інших температурних режимах, які відрізняються від «холодного».

Існуюча система опалення з колекторним приєднанням окремих горизонтальних віток, дозволила з досить високою точністю визначити дійсний загальний опір циркуляційного кільца, що включає верхню і нижню зони приладових віток 2 і 5 поверхів із загальними вузловими точками на рівні розміщення джерела теплоти по висоті системи опалення $x=0,8$.

При роботі системи в «холодному» режимі за вимірюваними перепадами тиску, $\Delta P_{\exists x}$, Па, і витраті води, $G_{\exists x}$, кг/год, можна визначити характеристику опору S відповідного контуру за залежністю:

$$S = \frac{\Delta P_{\exists x}}{G_{\exists x}^2}. \quad (5)$$

Розрахункове значення загальної характеристики опору стояка ($5,14 \times 10^{-4}$), що включає нижню і верхню зони з відповідними характеристиками опору віток другого і п'ятого поверхів (значення їх встановлювалося попереднім експериментом) відрізнялося від загальної характеристики стояка такої конструкції експериментальними вимірами ($5,4 \times 10^{-4}$) в межах 5,5%.

При інших теплових режимах з незмінною гіdraulічною характеристикою опору досліджуваних контурів по вимірюваному перепаду тиску ΔP_s визначалася витрата теплоносія розрахунком за залежністю:

$$G_{p,r} = 100 \sqrt{\frac{\Delta P_{2,r}}{S}}, \text{ кг/с.} \quad (6)$$

Одержане значення витрати теплоносія $G_{p,r}$ зіставлялося з витратою теплоносія згідно показань теплолічильника $G_{\exists 1}$. Розбіжність вказаних витрат теплоносія з відхиленням 10% підтвердили достовірність результатів експериментальних вимірювань. Результати вимірювання витрати G_s , також зіставлялися з показаннями приладу FLOW PLUS.

Аналіз одержаних даних (рис.2) підтверджує задовільну збіжність значень розрахункових витрат при відповідному тиску експериментальним даним для досліджуваної системи опалення. З

графіків, рис.2, витікає, що проміжне розміщення джерела теплоти по висоті системи опалення ($x=0,8$) зменшує опір стояка запропонованої конструкції в 3,3 рази.

Вплив гравітаційного тиску на зміну витрати в досліджуваних температурних режимах роботи системи опалення з нагрівальними приладами в чотирьох рівнях встановити не представилося можливим, оскільки їх відносні значення практично знаходилися в межах точності натурного експерименту.

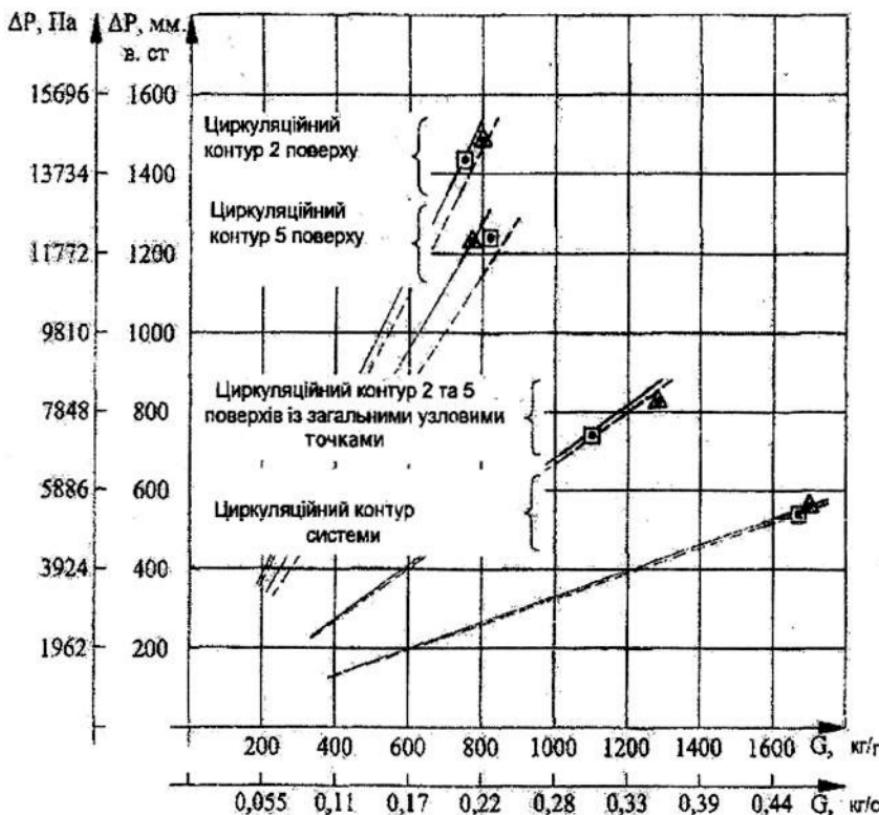


Рис. 2. Залежність втрат тиску від витрат теплоносія у відповідних контурах системи опалення з проміжним розміщенням джерела теплоти ($x=0,8$)

Умовні позначення:

- розрахункові значення витрат теплоносія при $(t_f - t_0), ^\circ\text{C}$:
- (60-45), $^\circ\text{C}$; — (75-59), $^\circ\text{C}$;
- експериментальні значення витрат при $(t_f - t_0), ^\circ\text{C}$:
- Δ - (60-45), $^\circ\text{C}$; - (75-59), $^\circ\text{C}$

Висновки

1. Результатами дослідження системи з проміжним розміщенням джерела теплоти встановлено зменшення загального опору системи опалення із стояками спеціальної структури. В порівнянні з традиційними стояками при тих же діаметрах пропонована структура стояка дозволяє значно понизити його характеристику опору або відповідно зменшити діаметри. Таким чином, вдосконалення систем водяног о опалення з проміжним розміщенням джерела теплоти розширяє сферу їх практичного застосування з одночасним зниженням капітальних і експлуатаційних витрат, в т.ч. на засоби автоматики.

2. Результатами експериментального дослідження двотрубної горизонтальної системи підтверджено вплив проміжного рівня розміщення теплогенератора по висоті будівлі на зниження гідравлічного опору стояків запропонованої конструкції з врахуванням впливу гравітаційного тиску. Вони підтверджують достовірність отриманих аналітичних залежностей (5) і (6), рекомендованих для застосування в інженерній практиці проектування систем опалення будівель підвищеної поверховості.

Список літератури

1. ДБН В.2.2-24:2009 Будинки і споруди. Проектування висотних житлових і громадських будинків. - Київ, Мінрегіонбуд, України 2009
2. Петраш В.Д., Басист Д.В. Новый подход к устройству систем водяного отопления с промежуточным размещением источника теплоты. Науковий вісник будівництва, ХДТУБА, "ХОТВ АБУ", №60. Харків 2010р. 88-95с.00
3. Петраш В.Д., Басист Д.В. Система водяног о опалення з проміжним розміщенням теплогенератора по висоті будівлі. Бюл. №8, ДП "Інститут промислової власності України" К. 2011р.
4. Басист Д.В. Системи опалення з комбінованими стояками підвищеної теплогідравлічних стійкості. Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 14 К.:КНУБА, 2010. - С. 169-174.

Надійшла до редакції

27.09.11 р.

УДК. 697.34

М.М. Полунін, канд. техн. наук, професор,
В.Д. Петраш, д-р техн. наук, професор.
Одеська державна академія будівництва та архітектури

РЕКОНСТРУКЦІЯ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛІЗОВАНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ НА ОСНОВІ ЗАСТОСУВАННЯ СХЕМ З ТРЬОХСТУПЕНЕВОЮ ТЕРМОТРАНСФОРМАЦІЄЮ ВОДИ НА ГАРЯЧЕ ВОДОПОСТАЧАННЯ

У сфері теплозабезпечення на базі централізованих теплових мереж найбільш доцільним є застосування систем з двоступінчастим послідовним приєднанням підігрівачів гарячого водопостачання до тепlopроводів [1]. Ця схема у поєднанні з експлуатаційним режимом на основі підвищеного температурного графіка дозволяє істотно зменшити витрату теплоносія і діаметри трубопроводів, а також витрати, пов'язані з його перекачуванням, зберігаючи при цьому сумарну поверхню водолідігрівачів гарячого водопостачання приблизно рівної їх поверхні при паралельній схемі, при якій вона, в загальному випадку, є мінімальною.

Проте двоступінчаста послідовна схема має обмежене застосування у зв'язку з тим, що режим відпуску теплоти системам опалення безпосередньо залежить від режиму водоспоживання системами гарячого водопостачання. Ця обставина залежно від величини водорозбору, його нерівномірності, зовнішньої температури, акумулючої здатності опалювальних приміщень приводить до недопустимого коливання їх внутрішньої температури: перегрівання при малому водорозборі — для житлової зони - в нічний час, і недогрівання в години найбільшого водорозбору. Це негативне явище посилюється отриманим в останні роки масовим будівництвом будівель з огорожуючими конструкціями, з легких малоінерційних будівельних матеріалів, з розвиненою площею скління, збільшеними вимогами до мікроклімату з боку споживачів. Тому найбільшого поширення отримала дорожча двоступінчаста змішана схема, наведена на рис 1.

Відображаючи гранично складну обстановку в теплоенергетичній галузі, Закон України [2] зобов'язав здійснювати комплекс заходів, направлених на всесторонню економію ресурсів, зв'язаних з теплозабезпеченням населення. В якості основних заходів передбачається вдосконалення схем систем централізованого тепlopостачання при їх проектуванні, реконструкції і розробці режиму експлуатації.

В цих умовах представляється доцільним застосування систем тепlopостачання з триступінчастою термотрансформацією води на гаряче водопостачання [3, 4, 5], схема якої наведена на рис 2. У цій системі підключення трьох груп водонагрівачів до тепlopроводів

мережі (первинний теплоносій) виконується за схемами: "заключена", "передвключена" і "паралельна".

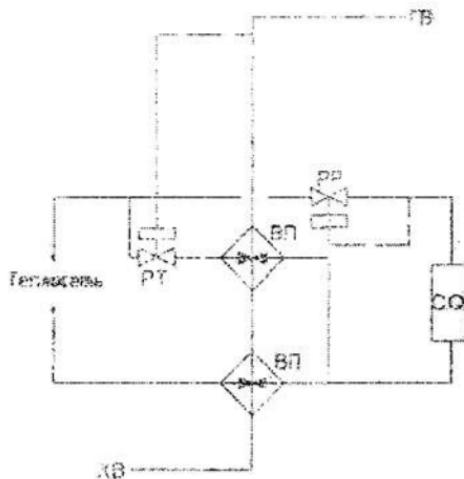


Рис. 1. Двоступінчаста змішана схема

ХВ – холодний водопровід; ГВ – гаряче водопостачання; РТ – регулюючий термостат; РВ – регулювальний витрати; СО – система опалення;
ВІІ – водонагрівач

Спеціальними розрахунками встановлено, що найменша сумарна поверхня теплообмінників досягається при проходженні холодної водопровідної води (вторинний теплоносій) через рівні нагріву в наступній послідовності: "заключена" ступінь – "паралельна" – "передвключена". Ця схема показана на рис 2 і рекомендується до застосування як при реконструкції існуючих систем так і при проектуванні.

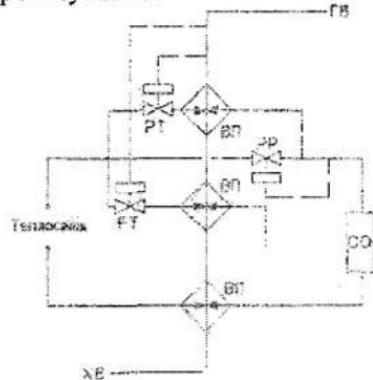


Рис. 2. Триступінчаста схема

В крупних населених пунктах в критичному стані знаходяться не лише системи централізованого теплопостачання, але і системи холодного водопроводу. Фізичний знос трубопроводів і відсутність засобів на їх заміну або капремонт зумовлюють недопустимо велику величину витоків, у зв'язку з цим в масовій кількості має місце недостача тиску для забезпечення споживачів верхніх поверхів. Просте підвищення тиску в холодному водопроводі призводить до різкого збільшення витоків і часто не досягає поставлені мети.

Гостроту відміченої проблеми можна в значній мірі пом'якшити шляхом переходу під час реконструкції на напівзамкнену систему теплопостачання, схема якої наведена на рис. 3. У цій системі заздалегідь визначена частина первинного теплоносія після системи опалення змішується з підігрітою в "заключеній" ступені водою і йде далі в систему гарячого водопостачання. Таким чином знижується частина навантаження холодного водопроводу, що йде на гаряче водопостачання, що покращує роботу холодного водопроводу. Звичайно буде необхідно збільшити витрати, пов'язані з хімводопідготовкою підживлюваної води, проте величина їх суттєво менша витрат, пов'язаних з іншими рішеннями у сфері холодного водопостачання.

Аналіз показав, що температура води після вузла зміщення (точка С на рис. 3.) практично не залежить від точки відбору первинного теплоносія - "до" чи "після" "заключеного" теплообмінника.

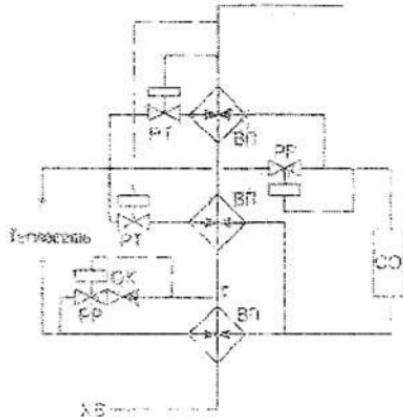


Рис. 3. Трохступінчаста напівзамкнена схема

На рис. 3 показаний відбір "після" підігрівача; ця схема є переважною, оскільки спрощується тепловий розрахунок першого рівня.

Відзначимо, що в переважній більшості систем центрального теплопостачання в умовах систематичного зростання споживачів

існуючі їх потужності і пропускна спроможність теплопроводів практично вичерпані. Наявність передвключеноого рівня нагріву дозволяє у відомих межах збільшити теплопотужність системи.

При проектуванні або реконструкції триступінчатих систем теплопотужність передвключеноого рівня слід приймати максимально можливою, що забезпечує їм найбільшу економічну ефективність.

Проте ця теплопотужність не повинна перевищувати такого значення, при якому величина відхилення температури внутрішнього повітря опалюваних приміщень персвищує допустимі значення.

Вказана умова дотримується при:

$$Q_{np}^{\max} = X_{max} Q_{\text{гв}}^{\delta} K_4 = X_{max} \mu p Q_0^{\rho} K_4, \quad (1)$$

де Q_{np}^{\max} - теплова потужність відповідно максимальна передвключеної ступені, балансова гарячого водопостачання і розрахункова опалювального, Вт; X_{max} - максимально допустима теплопотужність перед включеноого рівня в долях від балансової; K_4 - коефіцієнт годинної нерівномірності гарячого водопостачання; μ - балансовий коефіцієнт; $p = Q_{\text{ср}}^{\rho} / Q_0$ відношення середньотижневої годинної потужності $Q_{\text{ср}}$ системи гарячого водопостачання до розрахункової опалювальної.

Запишемо наведене в [1] рівняння в перетвореному вигляді [3]

$$\Delta t_s = z(t_s - t_{HO})(\varphi_{из} - \varphi_{факт})/\beta, \quad (2)$$

де Δt_s - відхилення температури внутрішнього повітря від розрахункової ${}^{\circ}\text{C}$; z - тривалість порушення режиму подачі теплоти в систему опалення, год; β - акумулююча здатність опалюваного приміщення, год; t_s і t_{HO} - розрахункова температура повітря відповідно внутрішнього і зовнішнього для проектування опалювання ${}^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{из}$ - коефіцієнт зміни тепловтрат, рівний $Q_{из}/Q_0^{\rho}$; $\varphi_{факт}$ - фактичний вступ відносно кількості теплоти, визначене за виразом:

$$\varphi_{факт} = (Q_{из} Q_0^{\rho} - Q_{np}^{\max} K_4) / Q_0^{\rho}, \quad (3)$$

де $Q_{из}$ - тепловтрати опалюваного приміщення при зовнішній температурі, відповідній точці зламу температурного графіка, коли температура води в подаючому трубопроводі рівна $70 {}^{\circ}\text{C}$.

На підставі рівнянь (1-3) отримаємо:

$$X_{max} = \frac{\Delta t_s^{\text{сп}}}{\mu p z K_4 (t_s - t_{HO})}, \quad (4)$$

де $\Delta t_s^{\text{сп}}$ - максимально допустима величина зміни t_s при роботі передвключеноого рівня нагріву.

Отримане рівняння дозволяє визначити потужність передвключеної та, інших ступенів з врахуванням всіх впливаючих чинників.

Висновки

1. Трьохступеневі схеми найбільш економічні при централізованому теплопостачанні і можуть бути використані як при проектуванні, так і при реконструкції систем.
2. Застосування напівзамкнених триступінчастих схем дозволить при найменших витратах поліпшити роботу холодного водопроводу, збільшити тепlopotужність існуючих тепломереж без великих капіталовкладень.
3. Триступінчасті схеми дозволяють застосовувати спільно з основним теплогенератором додаткове джерело теплоти на протязі всього опалювального періоду, або його частини залежно від його параметрів.

Список літератури

1. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. – 5-е изд., перераб. – М.:Энергоиздат, 1982. 360 с.
2. Закон України. Про теплопостачання. - Київ.: Парламентське видавництво, 2005.
3. Полунин М. М. Система теплоснабжения с трёхступенчатым нагревом воды и основы построения её эксплуатационного графика. //Известия вузов, Строительство и Архитектура, №10, Новосибирск, 1983.
4. Полунин М. М. Повышение эффективности систем теплоснабжения на основе применения трёхступенчатых схем. //Строительные материалы, изделия и санитарная техника. Вып. 9, Киев, 1986.
5. Полунин М. М. и др. Эффективная модификация схемы системы теплоснабжения с трёхступенчатым нагревом воды. //Вісник ОДАБА, Вип. 9, Одеса, 2003.

Надійшла до редакції

27.09.11 р.

УДК 697.4

А.Ф. Редько, д-р техн. наук, професор,

А.М. Тарадай, д-р техн. наук, професор,

М.А. Яременко.

Харківський державний технічний університет будівництва і архітектури

РЕЖИМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ЗДАНИЙ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОЙ СИСТЕМОЙ С ДЕЦЕНТРАЛИЗОВАННЫМИ КВАРТИРНЫМИ ИСТОЧНИКАМИ

Рациональное использование топливно-энергетических ресурсов – один из главных принципов экономической политики любого государства. В Украине этому вопросу уделяется особое внимание в связи с недостатком собственных энергоресурсов.

Прежде чем решать общую задачу по снижению энергопотребления системы теплоснабжения в целом следует четко уяснить, где же у нас самое «слабое звено» в цепочке источник тепла – тепловые сети – абонент. Многочисленные исследования, статистика и многолетний опыт эксплуатации систем теплоснабжения городов и поселков свидетельствует о том, что самым «слабым звеном» построенной во второй половине прошлого столетия системы является сам потребитель тепла – жилые дома или общественное, коммунальное и др. здания и сооружения.

На рис. 1 четко показано как распределяются общие потери тепла по цепочке источник – сеть – абонент. Львиная доля потерь приходится на абонента. И в этом нет ничего удивительного так как все здания и сооружения построенные 30-50 лет назад, как правило, имеют тепловые характеристики (коэффициенты теплопередачи, площади остеклений, инфильтрацию и т.д. и т.п.) в несколько раз превышающие зарубежные параметры. Иными словами наши потребители: жилые дома, детские сады, школы, больницы заведомо проектировались и строились по энергонеэффективным нормам, из весьма энергонеэффективных материалов и при низком качестве выполнения строительно-монтажных работ.

Поэтому решая задачу значительного повышения энергоэффективности любой системы теплоснабжения мы в первую очередь должны уступить абонента. В условиях централизованного теплоснабжения, даже когда на вводе в жилой дом имеется прибор учета тепла, мы не можем нормальными экономическими рычагами включить самого владельца квартиры в процесс энергосбережения.

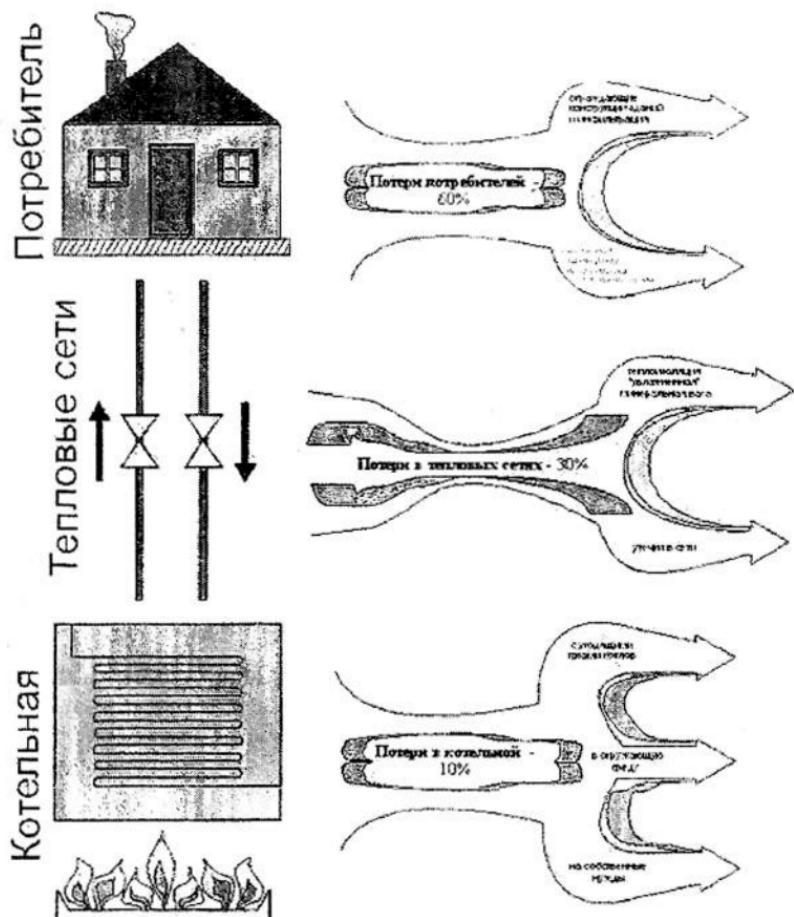


Рис. 1. Распределение потерь по цепочке «источник – сеть – абонент»

В Украине самое широкое распространение получило централизованное теплоснабжение (СЦТ), которое позволяет добиться заметной экономии топливно-энергетических ресурсов при оптимальной конфигурации энергетического оборудования и трубопроводных систем, а также оптимального управления отпуском теплоты.

Наряду с очевидными достоинствами, СЦТ присущ ряд существенных недостатков. Основные из них:

- чрезвычайно высокие транспортные потери в связи с длиной и разветвленностью тепловых сетей;
- трудности оптимального управления, связанные с высокой инерционностью систем и существенным временем транспортного

запаздывания (ГЗТ), что приводит к значительным «перетопам» и «недотопам» в процессе регулирования;

- уязвимость системы, когда отдельные аварии приводят к отключению целых кварталов и даже жилых районов;
- практически невозможность управлять отпуском теплоты в квартире, поскольку это может привести к гидравлической разрегулировке системы в целом.

В отличии от централизованных систем теплоснабжения все вышеперечисленные недостатки у индивидуальных систем отсутствуют. В тоже время индивидуальным системам присущ целый ряд своих технических, экологических и экономических недостатков.

Наше предложение по объединению в единую систему теплоснабжения централизованных и индивидуальных источников тепла позволяет использовать в полной мере достоинства как централизованных так и индивидуальных систем.

Безусловно, что эффективная эксплуатация такой системы возможна только при ее оптимальном управлении.

Задача состоит в создании такой системы теплоснабжения, которая отвечала бы следующим требованиям:

- основной источник теплоты для отапливаемого объекта остается неизменным (ТЭЦ или централизованная отопительная котельная);
- стоимость теплоты, поступающей в отапливаемый район, должна быть минимальной;
- созданная система должна давать возможность компенсировать «перетопы» и «недотопы», возникающие в процессе работы;
- структура системы отопления должна давать возможность каждому потребителю создавать себе персональные комфортные условия в каждом отапливаемом помещении, не влияя при этом на теплоснабжение других потребителей.

Учитывая все изложенное выше предлагается система теплоснабжения жилого дома (рис. 2) представляет собой совокупность поквартирных систем отопления, питающихся теплом от общего ввода в дом или от домовой котельной. Для централизованного теплоснабжения квартир на лестничных клетках устанавливаются по два «главных стояка» подающий и обратный. От этих стояков питается каждая квартира через свой счетчик. Система отопления становится поквартирной с подачей и обраткой, прокладываемыми над полом каждой квартиры. Имеющиеся в квартирах нагревательные приборы отрезаются от стояков и подключаются к вновь проложенным поквартирным трубопроводам. Как показывают поверочные расчеты, большая часть нагревательных приборов, в существующих жилых домах, при желании могут быть использованы в новых системах отопления.

Мы предусматриваем поэтапную реконструкцию системы отопления жилого дома, которая позволяет переключение каждой

квартиры по мере ее переоборудования, т.е. в какой-то период реконструкции (1-2 года) в доме одновременно будут работать общая однотрубная старая система и новые поквартирные.

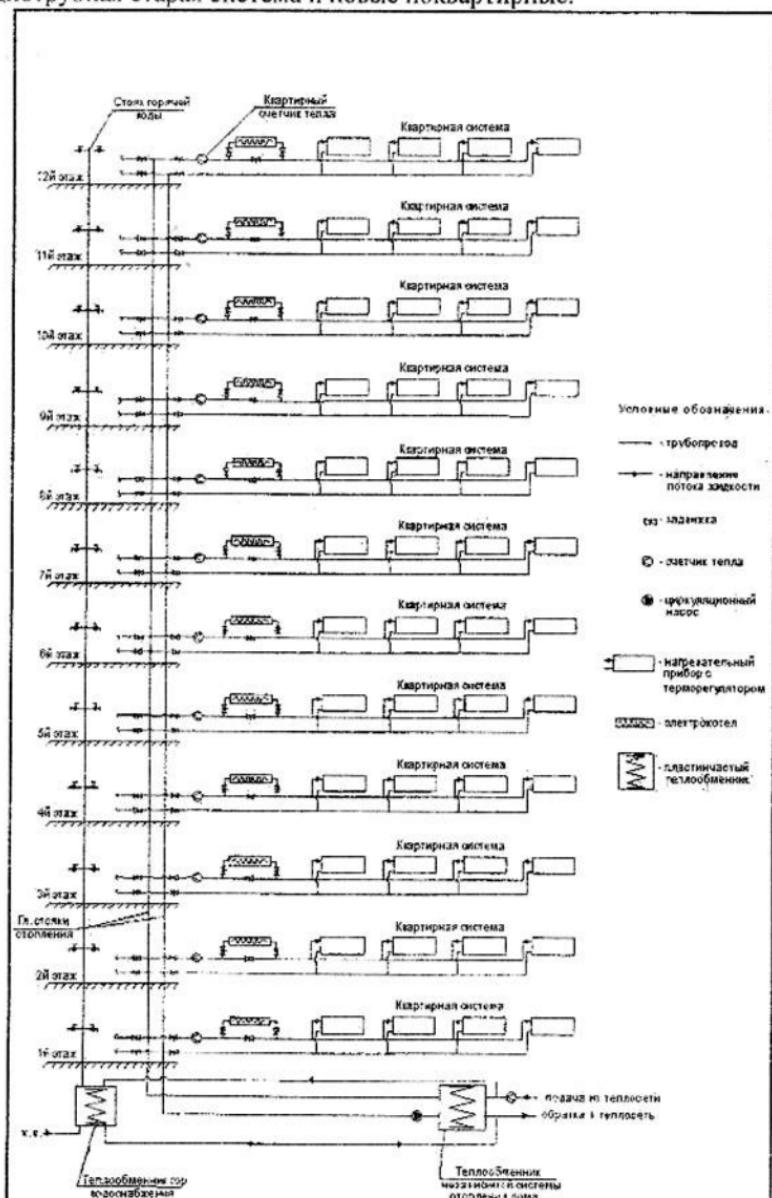


Рис. 2. Поквартирная система отопления 12-ти этажного жилого дома

Такая одновременная работа потребует дополнительной регулировки и наладки системы отопления дома.

Для всестороннего исследования совместной работы разных источников тепла на одну систему теплоснабжения нами был выбран один дом, имеющий действующую систему теплоснабжения, в которую дополнительно вмонтирован электрокотел. Система оборудована счетчиком тепла и трехставочным электросчетчиком.

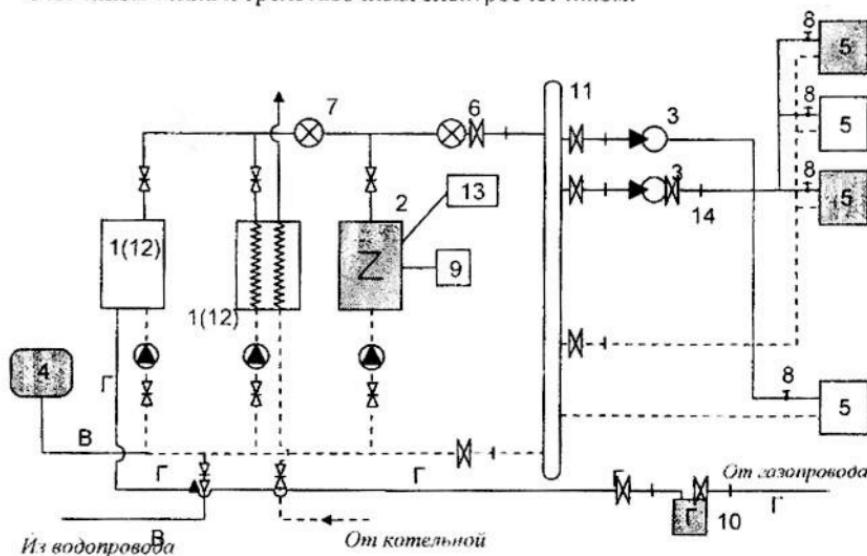


Рис. 3. Схема экспериментальной отопительной системы объекта теплоснабжения:

- | | |
|--|----------------------------------|
| 1 - газовый котел «Юнкерс»; | 8 - терморегуляторы «Данфосс»; |
| 2 - электрокотел «Протерм»; | 9 - электросчетчик; |
| 3 - циркуляционный насос СТ; | 10 - газовый счетчик; |
| 4 - бак компенсатор; | 11 - гидроуравниватель; |
| 5 - радиатор системы отопления; | 12 - теплообменник горячей воды; |
| 6 - теплосчетчик «Multical» № 6363753; | 13 - комнатный терморегулятор; |
| 7 - теплосчетчик «Multical» № 6363752; | 14 - задвижки |

Рассматриваемая система может работать в трех режимах:

РЕЖИМ 1. В процессе эксплуатации нагрузка на централизованный источник теплоты не изменяется и соответствует температурному графику. Заданная температура автоматически поддерживается в помещениях квартиры с помощью электрокотла, работающего совместно с квартирным терморегулятором и радиаторными терморегуляторами, установленных на отдельных радиаторах квартиры.

РЕЖИМ 2. В процессе эксплуатации нагрузка на централизованный источник теплоты устанавливается путем регулирования расхода через теплообменник таким образом, чтобы при всех прочих условиях, принятых для режима 1, стоимость тепловой энергии у потребителя была минимальной.

РЕЖИМ 3. В процессе эксплуатации нагрузка на централизованный источник теплоты не изменяется и соответствует температурному графику, а нагрузка на квартирные электрокотлы выбирается таким образом, чтобы избежать «перетопов» и «недотопов» в отдельных районах, вызванных транспортным запаздыванием теплоносителя.

Рассмотрим более подробно работу системы в режиме 2, при котором нагрузка на централизованный источник теплоты (котельная или ТЭЦ), а следовательно, температура теплоносителя на выходе из него при заданной температуре наружного воздуха выбирается такой, чтобы стоимость тепловой энергии у потребителя была минимальной, а температура воздуха в квартире - заданной (комфортной). То есть выбираются оптимальные нагрузки на котельную и на автономные отопительные электрокотлы.

Для решения оптимизационной задачи в первую очередь, необходимо найти вид зависимостей величины стоимости отпускаемой тепловой энергии в функции от нагрузки на централизованную котельную и на автономные квартирные отопительные электрокотлы.

Одним из основных требований системного подхода является требование того, чтобы все вышеуказанные задачи решались в условиях работы оборудования на оптимальном режиме. В связи с этим возникла необходимость оценки величины стоимости тепловой энергии в отапливаемом районе, вырабатываемой в котельной при оптимальном распределении нагрузок между отдельными энергогенерирующими агрегатами.

Формальная постановка этой задачи выглядит следующим образом: для заданной нагрузки на котельную необходимо найти значения нагрузок на отдельные котлы, обеспечивающие минимальную стоимость отпускаемой тепловой энергии.

По мере удаления котельной от отапливаемого объекта увеличения цены газа и цены электроэнергии, стоимость теплоты, вырабатываемой на централизованном источнике растет и становится нерациональным в полной мере действовать его для отопления. Поэтому растет выработка электроэнергии на автономных квартирных электрокотлах.

Изменение нагрузки на котельную, вызванное изменением температуры наружного воздуха, вызывает переходный процесс в системе теплоснабжения. Если к этому добавить существенно различное время ТЗТ при доставке теплоносителя от котельной до отапливаемых районов, то становится ясным, что возникают «перетопы» и «недотопы» в различных объектах. Исследования показали, что в случае перехода от более низкой температуры наружного воздуха к более высокой появляется «перетоп» в отапливаемых районах. Этот «перетоп» может быть снижен за счет уменьшения нагрузки на котельную. Потери,

вызванные «перетопом», практически не компенсируются. В связи с этим величины нагрузки на котельную и отдельные районы выбираются таким образом, чтобы ни в одном из них не было «перетопа», а сумма «недотопов» в оставшихся районах была минимальной. Величины нагрузок, получаемых вследствие «недотопов», компенсируются за счет работы электрокотлов.

Предложенная система чрезвычайно мобильна, поскольку управление электрокотлами ведется непосредственно в квартире и обеспечивает заданное комфортное состояние в ней. Это позволяет компенсировать колебания в системе, вызванные работой на переменном режиме и автоматически регулировать работу электрокотлов.

В качестве основного прибора для оценки физического состояния системы теплоснабжения используется тепловычислитель MULTICAL 601 производства фирмы «Kamstrup». С помощью этого прибора замеряется температура теплоносителя на входе и выходе из системы; расход теплоносителя; тепловая нагрузка; также выводится информация о ходе сбоев в системе. Информация о всех этих параметрах анализируется и заносится в суточный и часовой архивы. Архивирование позволяет получить очень обширную информацию без значительных затрат рабочего времени и средств. В числе основных приборов, позволяющих осуществлять реальную экономию энергоресурсов, следует отметить комнатный терморегулятор и радиаторные терморегуляторы, которые позволяют поддерживать заданную температуру в помещениях.

Управление системой теплоснабжение осуществляется следующим образом. Выбирается период регулирования, в течение которого нагрузка на котельную, задаваемая оператором, остается неизменной. Величина этой нагрузки рассчитывается с помощью технологической режимной карты и устанавливается оператором на экране теплосчетчика. Далее в автоматическом режиме устанавливаются тепловая нагрузка на электрокотел, управляемый комнатным терморегулятором, и на комнатные радиаторы, управляемые радиаторными терморегуляторами фирмы «Danfoss», обеспечивающие заданную температуру в помещении. Небольшие отклонения в системе, вызванные изменениями температуры наружного воздуха и технологическими отклонениями, компенсируются благодаря работе терморегуляторов. После завершения периода регулирования процесс повторяется для следующего интервала времени.

Вывод

Эксплуатация рассматриваемой системы теплоснабжения продемонстрировала ее высокую эффективность. Так, работа системы в течении 45 суток при изменении температуры наружного воздуха от -16°C до $+3^{\circ}\text{C}$ отклонения комнатной температуры от заданной комфортной не превышало $0,3^{\circ}\text{C}$.

УДК 697.4

Ю.К. Рєсковщенко, канд. техн. наук, професор,

М.П. Сенчук, канд. техн. наук, доцент.

Київський національний університет будівництва і архітектури

РЕЗЕРВУВАННЯ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ НАСЕЛЕНИХ ПУНКТІВ

Актуальність використання власних енергетичних ресурсів, в тому числі твердопаливних, є очевидною. Поряд з розширенням в снергетичному балансі країни відновлювальних і нетрадиційних джерел енергії, важливим є використання в комунальній енергетиці власного вугілля в сучасних твердопаливних теплогенераторах з механізованим спалюванням, обладнаних системами автоматики керування та безпеки [1].

Державними програмами передбачено збільшення в Україні видобутку та споживання вугільної продукції, майже в 2,2 разу до 2030 р. (130,3 млн. тонн) (рис.1). Також планується швидке нарощування темпів енергетичного використання біомаси. Така ж тенденція в балансі світового споживання паливно-снергетичних ресурсів, передбачається зростання частки твердого палива, зокрема вугілля.

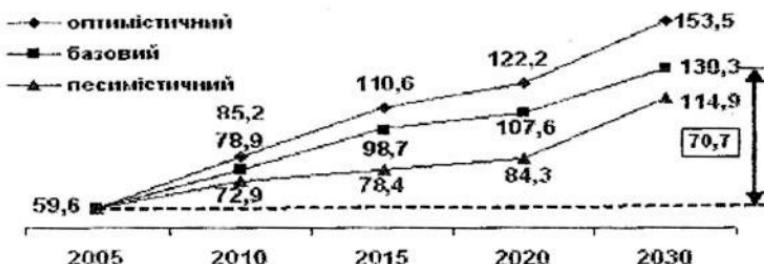


Рис. 1. Видобуток та споживання вугілля в Україні

Одним із шляхів збільшення частки твердого палива (вугілля, місцевих видів палива – відходів деревообробних підприємств, від санітарної обробки дерев тощо) у виробництві теплої енергії є резервування системи тепlopостачання в частині установлення місцевих резервних джерел теплої енергії – твердопаливних котельних установок (стационарних або пересувних) згідно з нормативними вимогами [2, 3]. Такий спосіб резервування, крім підвищення надійності системи тепlopостачання, є одним із багатьох шляхів зниження енергетичної залежності від імпортного природного газу.

Резервування системи теплопостачання може здійснюватися на різних рівнях забезпечення теплотою – від автономного до централізованого теплопостачання, зокрема:

- 1) теплопостачання фермерських господарств з невеликою тепловою потужністю;
- 2) теплопостачання окремих підприємств, які мають тверді відходи виробництва, що можуть бути використані як паливо;
- 3) теплопостачання сільських населених пунктів, окремих кварталів або мікрорайонів міст.

Що стосується автономного та децентралізованого теплопостачання, то для їх резервування можуть бути застосовані багатопаливні котли, які придатні без переобладнання, що потребує їх демонтаж, для роботи на декількох видах палива (газ – вугілля, газ – деревина тощо). Відомі конструкції малометражних котлів, обладнаних двома топками для різних видів палива.

Конструкція котлів більшої потужності, як правило, містить одну топку з можливістю швидкого переобладнання їх роботи з одного виду палива на інший. Прикладом може бути котел SPW-U-1160 німецької фірми „BHSU-Spanex”, який використовується для теплопостачання деревообробного підприємства в м. Гостомелі (рис. 2). Основним паливом є деревні відходи виробництва, а допоміжним – природний газ. Газовий пальник змонтований на поворотних кронштейнах і за необхідності легко приєднується до спеціального патрубка.

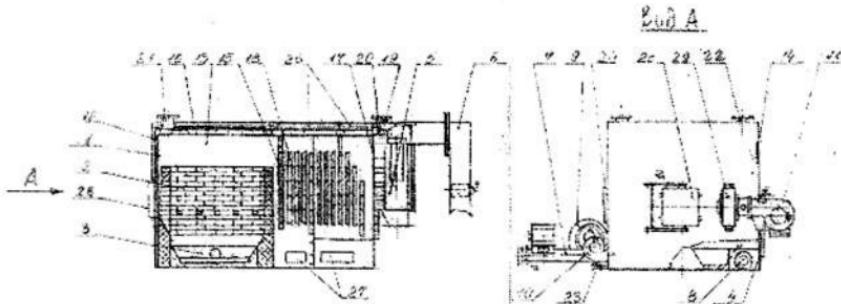


Рис. 2. Котел сталевий водогрійний SRW-U-1160:

- 1 – корпус; 2 – топкова камера; 3 – реторт; 4 – зольник; 5 – система пиловловлювання; 6 – димохід з шибером; 7 – пристрій для подачі палива; 8 – пристрій для видалення золи; 9 – вентилятор первинного повітря; 10 – вентилятор вторинного повітря; 11 – газовий пальник; 29 – фланець приєднання до гонки газового пальника

Прикладом резервування теплопостачання окремого підприємства може бути впроваджена на київській меблевій фабриці „Спецмеблі” котлова установка для відходів деревообробного виробництва [4]. Установка була розроблена, вигробувана і впроваджена в експлуатацію ДНДІСТ (м.Київ) за фінансової підтримки Комітету з енергозбереження

у 2000 році. Обладнання котлової установки було розміщено на вільних площах газової котельні потужністю 4 МВт цього підприємства. Котлова установка на деревних відходах включає: механізований водогрійний котел потужністю 1 МВт (рис.3), бункер запасу палива ємністю 5 м³, пристрой для подрібнення палива і завантаження його в бункер запасу, подачі палива в бункер котла та зону горіння, устаткування сухої і мокрої очистки відходів газів, систему автоматики керування і безпеки установки.

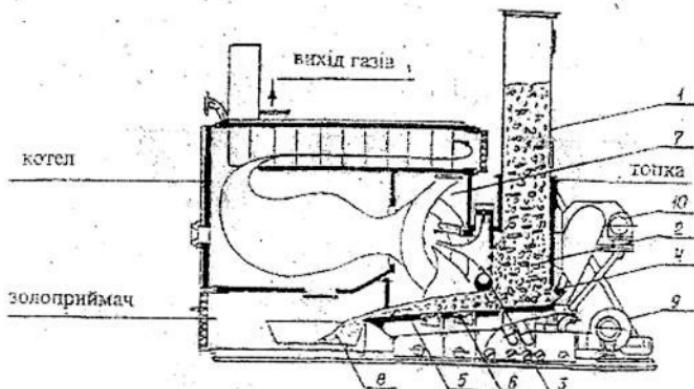


Рис. 3. Механізований водогрійний котел на деревних відходах:
 1 – бункер; 2 – шахта; 3 – решітка затискаюча; 4 – штовхач штанжерний;
 5 – решітка колосниковая; 6 – пристрой шнуруючий; 7 – камера вихрова;
 8 – зольник; 9 – система позонної подачі новітня; 10 – електромеханічні
 приводи робочих органів

Використання накопичених деревних відходів виробництва дозволяло економити дорогий природний газ (близько 15-20 % від загальної потреби), вивільнити площи виробничої території для тимчасового складування накопичених відходів, а також відмовитися від транспортних витрат на перевезення відходів на міський сміттєспалювальний завод. Термін окупності впровадженої котлової установки склав менше одного року.

Як приклад, централізованого способу резервування розглянуто тепlopостачання одного із мікрорайонів м. Києва. В даний час об'єкти цього мікрорайону забезпечуються теплотою від ТЕЦ-6 загальною потужністю 500 МВт, яка працює на природному газі. Об'єкти мікрорайону підключенні до центральної теплової мережі через центральні теплові пункти.

Пропонується резервне тепlopостачання цього мікрорайону загальною тепловою потужністю близько 29,3 МВт від твердопаливної котельні модульного типу, основним видом палива якої є вугілля. Можливе також спалювання відходів, які накопичуються в районі і можуть бути використані як паливо. Проект передбачає будівництво

котельні з 4-х модульних блоків тепловою потужністю 7,5 МВт кожний, які виготовляє ОАО „Бійський котельний завод” (Російська Федерація), двотрубної водяної теплової мережі з попередньо теплоізольованих труб діаметром 426 мм довжиною 820 м від котельні до існуючої на території мікрорайону перемички центральної теплової мережі та установлення запірно-регулювальної арматури для переключення подачі теплоти від резервного джерела (рис. 4).

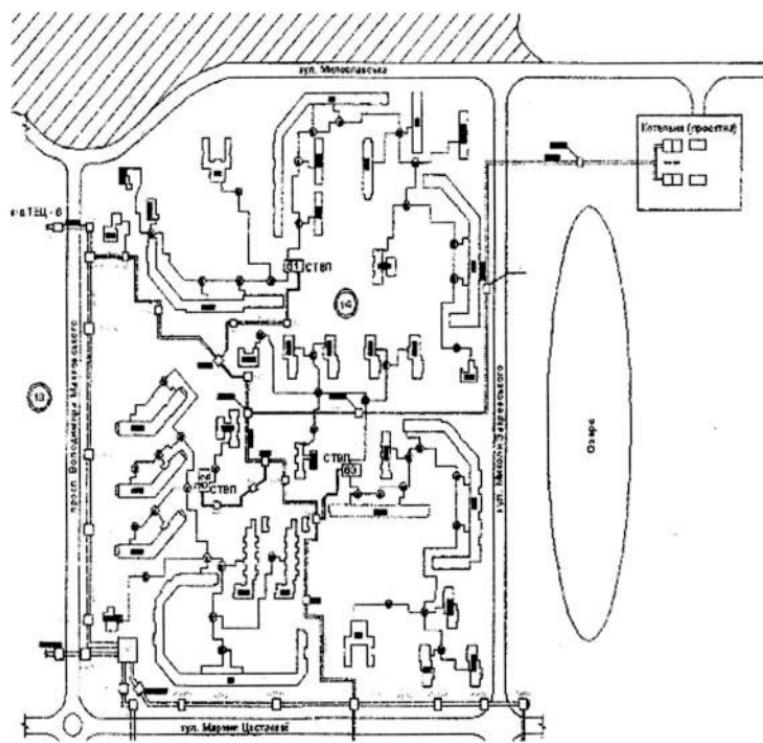


Рис. 4. Схема резервування теплопостачання мікрорайону від твердоналивної котельні потужністю 30 МВт

За результатами техніко-економічного розрахунку (табл. 1) орієнтовний термін окупності такого проекту залежно від виду вугілля складає 6,8 - 5,4 років. При порівнянні вартості виробництва теплової енергії на твердопаливній та газовій котельних окупність впровадження резервної вугільної котельні складає близько 1,9 роки.

Прогнозується, що можна дещо знизити цей термін при впровадженні у виробництво вітчизняних модульних котельних такої ж потужності з механізованими котлами для ефективного спалювання українського вугілля.

Таблиця 1

N n/n	Назва параметрів	Один. вимір.	Вид вугілля			AM - газ
			ДГ 0-100	TP 0-100	AM 13-25	
1	Теплова потужність об'єктів мікрорайону	МВт	29,3	29,3	29,3	29,3
2	Довжина теплової мережі	км	0,82	0,82	0,82	0,82
3	Нижча теплота згоряння вугілля	ккал/кг	5500	5800	6900	6900
4	Нижча теплота згоряння газу	ккал/нм ³				8500
5	Вартість: вугілля (з поставкою) електроенергії води природного газу (з поставкою)	грн/тонн грн/кВт·год грн/л грн/1000нм ³	630 0,99 0,554 2280	620 0,99 0,554	850 0,99 0,554	850 0,99 0,554
6	Сумарна річна витрата тепла	Гкал/рік	66033	66033	66033	66033
7	Капітальні витрати	тис. грн	20140	20140	20140	20140
8	Сумарні річні експлуатаційні витрати: вугільля/газ	тис. грн	13024	12400	13144	13144
9	Річна вартість теплової енергії	тис. грн/рік	16112	16112	16112	16112
10	Термін окупності	рік	6,5	5,4	6,8	1,9

Висновки

1. Використання вітчизняних запасів твердого палива, зокрема вугілля, є економічно доцільним.
2. Збільшення частки твердого палива (вугілля, місцевих видів палива) у виробництві теплової енергії можна досягти шляхом використання місцевих твердопаливних котельних (стационарних або пересувних) для резервування систем теплопостачання.

Список літератури

1. Раковщенко Ю.К., Сенчук М.І. Ефективність використання твердого палива в модернізованих системах теплопостачання // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник – 2010.- Вип. 14. – С. 43-51.
2. ДБН В.2.5-39.2008. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі. – К.: Міністерство регіонального розвитку та будівництва України, 2009. – 286 с. – Чинний з 01.07.2009.
3. СНІП II-35-76.: Котельные установки / Госстрой СССР. – М.: Стройиздат, 1977. – 49 с. – Чинний з 01.01.78.
4. Сенчук М.І., Макаров А.С. Котлова установка для спалювання деревних відходів/Світ меблів і деревини. – 2000. - № 1. – С. 34-39.

Надійшла до редакції

5.10.11 р.

УДК 697.353:691

В.М. Шахнова, канд. техн. наук.

Генеральний директор КНІВЗНДІЕП.

Л.Ф. Черних, д-р техн. наук.

Керівник випробувального інженерного центру.

М.В. Лозан, інженер II категорії.

М.А. Онопрієнко, інженер II категорії.

ЕЛЕКТРИЧНІ ТЕРМОАКУМУЛЯЦІЙНІ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ БУДІВЕЛЬ

Структура паливно-енергетичного балансу України свідчить про те, що основним видом палива в країні є природний газ, більша частина якого імпортується. Щорічне подорожчання газу для України приводить до необхідності заміщення природного газу альтернативними джерелами енергії. Завдяки тому, що біля половини електричної енергії в Україні виробляється на атомних електростанціях, перспективним для нашої країни є застосування в якості енергоносія для систем опалення і гарячого водопостачання електричної снергії.

Вивчення світового досвіду показує, що в ряді передових країн світу (Німеччина, Швеція та ін.) частка електричного опалення будинків в середньому складає 30...40%, а у Франції, Норвегії досягає 80%. В Україні ж ця частка не перевищує 1%.

Серед різних видів електроопалення перспективним, особливо для України з розвинутою атомною енергетикою, є теплоакумуляційне, яке ґрунтуються на використанні „надлишків” нічної електроенергії. Проблема „надлишків” електроенергії в години „нічних провалів” графіка її витрат ускладнюється особливостями безперервного одержання і практичною неможливістю кількісного регулювання відпуску електроенергії на атомних електростанціях.

Крім того, перспективність застосування теплоакумуляційного підлогового електроопалення пов’язана з тим, що тільки при підлоговому опаленні створюються комфортні теплові умови для людини, коли температура на рівні ніг складає 26...28°C, а на рівні голови 18...20°C, а також з тим, що в акумулюванні тепла приймає участь не тільки підлога, а й увесь теплоємностний масив будинку – залізобетонний каркас, стіни, стеля, міжповерхові перекриття, а в висотних будинках ліквідується позональна побудова систем водяного опалення.

Однак, широке освоєння таких систем пов'язане з необхідністю створення їх теплофізичних основ, що базуються на проведенні недостатньо викладених в літературі поглиблених теоретичних і експериментальних досліджень складних нестационарних процесів теплообміну в опалювальних приміщеннях.

Розглянемо типове конструктивне рішення досліджуваної електропідлоги (рис. 1), яка складається з 2-х ярусів: на нижньому розміщенні три ізольовані електрокабелі, рівномірно покладені на панель міжповерхового перекриття і покриті шаром важкого бетону на гравії і щебені з гранітного каменю. Для того щоб тепло, що виділяється в електрокабелях, розповсюджувалося переважно в приміщення, під кабелі укладається шар ефективного теплоізолятора та відбиваючий екран. На верхньому ярусі розміщується ще один кабель опалення. Темперація хвилі від нижніх кабелів до внутрішньої поверхні підлоги проходить через теплоакумулюючий шар бетону товщиною 90 мм зі згасанням по амплітуді і запізненням по фазі. Верхній бетонний шар товщиною 20 мм над додатковим кабелем є менш теплоінерційним. Темперація хвилі, що створюється цим кабелем, з невеликим згасанням і зсувом фази догріває повітря приміщення до комфортної температури.

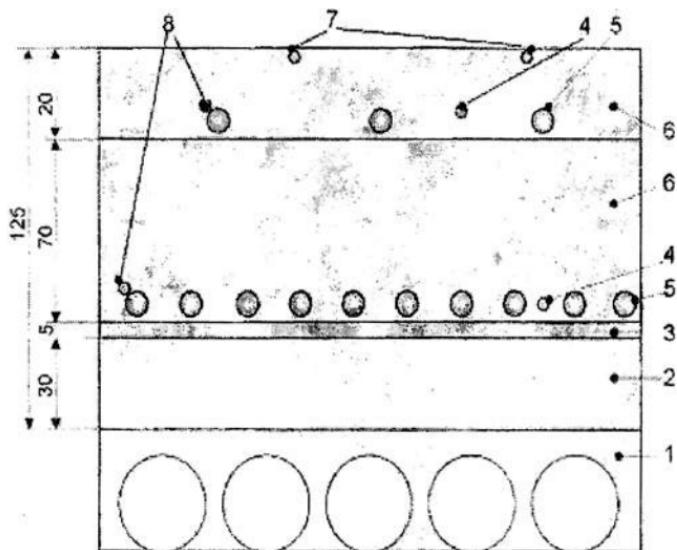


Рис. 1 Схема досліджуваної електропідлоги:

- 1 – плита міжповерхового перекриття; 2 – теплоізоляція; 3 – відбиваюча ізоляція; 4 – датчик температури бетонного шару; 5 – гріючі кабелі;
- 6 – теплоакумулюючий шар; 7,8 – датчики температури поверхні бетонного шару та кабелю

При дослідженні теплообміну приміщень з підлоговою електричною кабельною системою опалення теплоакумуляційної дії (ЕКСО-ТА) в кліматичному комплексі КиївЗНДІЕП була виконана імітація кімнати житлового будинку. Вибір саме житлового будинку, як об'єкту досліджень, обумовлено тим, що для нього нормовані вимоги до теплового режиму є найбільш жорсткими серед цивільних споруд. В якості розрахункової була прийнята схема приміщення, представлена на рис. 2. Розглядається кутова кімната проміжного поверху багатоповерхового будинку, що є гіршою по тепловому захисту в порівнянні з типовим приміщенням, оскільки останнє має одну зовнішню фасадну стіну з вікном, а досліджуване приміщення має до того ж другу зовнішню торцеву глуху стіну. Попередні експериментальні і теоретичні дослідження дозволили визначити основні особливості теплообміну в такому приміщенні в порівнянні із ситуацією, що відповідає традиційному опаленню. Згідно з цими особливостями при математичному моделюванні температурних режимів приміщень з підлоговою ЕКСО-ТА слід враховувати такі фактори:

- 1) нестационарність процесів теплообміну в приміщенні, обумовлену переривчастою подачею електроенергії в опалювальну систему та добовими коливаннями температури повітря зовні будинків;
- 2) теплоакумулюючу здатність підлогової панелі, яка виконує основну роль в процесі акумуляції тепла в приміщенні;
- 3) теплоакумуляцію в період зарядки іншими, крім підлоги, огороженнями та віддачу акумульованого тепла назад в приміщення в період розрядки;
- 4) променісто-конвекційний теплообмін у приміщенні. У випадку традиційного опалення процес передачі тепла від опалювальних приладів до повітря приміщення відбувається в основному конвекцією (радіаційна складова теплообміну не перевищує 10%), а в приміщенні при підлоговому опаленні, крім конвекції, досить істотною (перевищує 50%) виявляється частка тепла, яка передається від підлоги до поверхонь огорожень випромінюванням. Це дозволяє вважати ЕКСО-ТА не конвекційною, а променісто-конвекційною системою опалення зі співвідношенням радіаційної і конвекційної складових теплообміну 50/50%. Дано обставина обумовлює те, що в розрахунках теплового режиму приміщень з електропідлоговою необхідно роздільно враховувати променісту та конвекційну складові теплообміну.

Якщо при традиційному опаленні нагріте від радіаторів повітря гріє огорожуючі конструкції, і внутрішні стіни та стеля приймають рівну з ним температуру, то при підлоговому електроопаленні значення температур поверхонь внутрішніх конструкцій перевищують приблизно

на 2°C рівень температури повітря в приміщенні. Тому при застосуванні підлогової системи тепловий режим приміщення визначається не тільки температурою повітря, але і радіаційною температурою, яку необхідно враховувати при відповідних розрахунках;

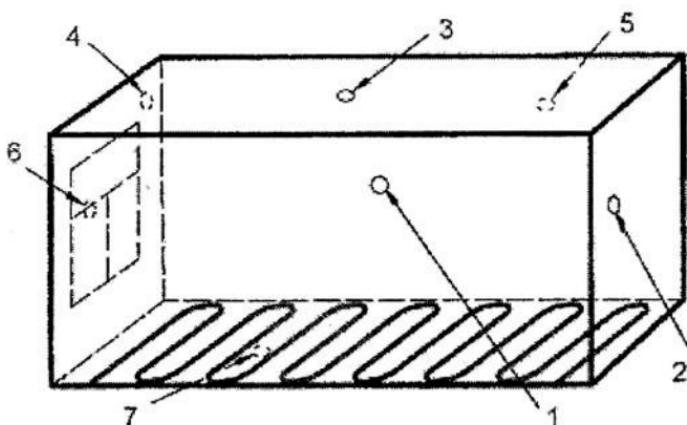


Рис. 2. Розрахункова схема приміщення:

1, 2 – внутрішні стіни; 3 – стеля; 4 – зовнішня фасадна стіна; 5 – зовнішня торцева глуха стіна; 6 – вікно; 7 – електропідлога

5) залежність від температури коефіцієнтів променістої конвекційної тепловіддачі на внутрішніх поверхнях огорожень, яка обумовлена різними за величиною значеннями температур цих поверхонь, в результаті чого в розрахунках теплового режиму приміщень при підлоговій ЕКСО-ТА виникають нелінійності.

Зазначені фактори обумовили особливості математичної постановки нестационарної нелінійної задачі визначення теплового стану приміщення з підлоговою ЕКСО-ТА.

Для розв'язку цієї задачі визначення теплового стану приміщення з одношаровими та тришаровими зовнішніми стінами при підлоговій ЕКСО-ТА розроблений аналітично-чисельний метод, який дозволяє лінеаризувати вихідну задачу та застосувати аналітичний метод кінцевих інтегральних перетворень для одношарових та тришарових зовнішніх огорожуючих конструкцій.

На основі теорії тепlostійкості акад. Ликова О.В. та розроблених методичних підходів було вирішено такі прикладні задачі: 1) вибір матеріалу теплоакумулюючого шару електропідлоги; 2) визначення необхідної товщини теплоакумулюючого бетонного шару підлоги; 3) аналіз методів зниження теплового навантаження підлоги, таких як додаткове опалення 3-а нижніми кабелями або одним верхнім,

застосування додаткових „пікових” опалювальних приладів та підігрів припливу вентиляційного повітря.

Експериментальні дослідження проводились в умовах, які максимально наближені до натурних. Для цього в КиївЗНДІЕП, розроблено (А.С. 15010105), виготовлено і змонтовано унікальний дослідний комплекс модульного типу (рис. 3), аналога якому немає в світі. Він дозволяє виконувати дослідження в модулях, які за своїми розмірами співпадають з реальними приміщеннями першого, середнього і верхнього поверхів будинків з фасадним або кутовим розташуванням. Як приклад, наведено результати досліджень кутового приміщення, яке має найбільше навантаження, тобто найбільш жорсткі умови щодо створення комфортного теплового режиму при теплоакумуляційному опаленні. Цей комплекс складається з 3-х відсіків: 1) Г-подібного „холодного” відсіку 1, що імітує зимові кліматичні умови до -50°C в стаціонарному і нестаціонарному режимах та примикає до 2-х термобарокамер 2 і 4 КТВВ-8000/2 і КТВВ-8000/4, які розташовані під прямим кутом одна до одної; 2) „теплого” відсіку 5, що створює мікроклімат приміщення, з підвалом під ним; 3) операторського відсіку, що дозволяє розмістити вимірювальну апаратуру.

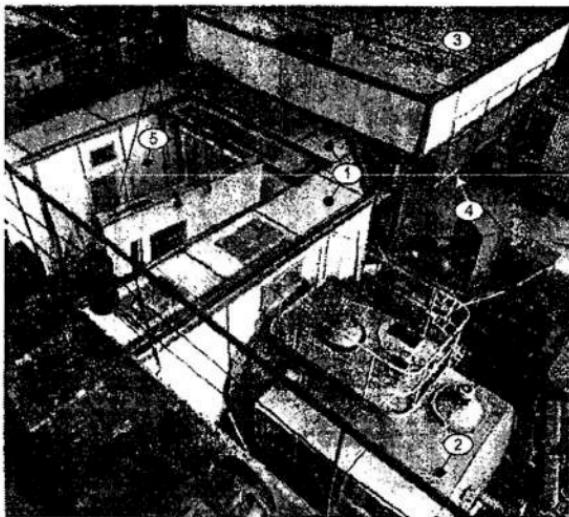


Рис. 3. Загальний вигляд кліматичного комплексу КиївЗНДІЕП:
1 – Г-подібний „холодний” відсік; 2,4 – термобарокамери КТВВ-8000/2 і
КТВВ-8000/4; 3 – горище; 5 – „теплий” відсік

При проведенні експериментів у „теплий” відсік 5 опускався бетонний блок-кімната, який встановлювався над підвалом, що імітує

суміжне приміщення нижнього поверху. Над блоком встановлено горище З, яке імітує приміщення верхнього поверху, тобто досліджувався об'ємний триповерховий фрагмент будинку. Блок у „тепловому” відсіку був установлений так, що його дві зовнішні стіни контактували з „холодним”, а дві внутрішні – з „теплим” відсіком, який імітує сусідні приміщення досліджуваного поверху. Блок мав площину $14,5 \text{ м}^2$, висоту 2,75 м і товщину стін 80 мм. Для того, щоб термічний опір тепlop передачі зовнішніх стін відповідав нормованому значенню $2,5 \text{ (м}^2\text{-К)}/\text{Вт}$, до фасадної і торцевої стін блоку впритул приставлено тришарові панелі, термічний опір тепlop передачі яких за даними попередньо виконаних випробувань задовільняв нормі. Термічний опір тепlop передачі дерев'яного вікна з подвійним заскленням у роздільних переплетеннях складав $0,42 \text{ (м}^2\text{-К)}/\text{Вт}$. Він був підвищений до $0,6 \text{ (м}^2\text{-К)}/\text{Вт}$ за рахунок заміни зовнішнього скла однокамерним склопакетом. Склопакет був виготовлений з 4-мм скла М1 з оптимальним повітряним прошарком 16 мм при загальній товщині 24 мм. Для підвищення теплоакумулюючої здатності внутрішніх стін і стелі, по їх поверхні виконана цегельна кладка в півзглини.

Для підвищення точності вимірювальних величин зовнішні стіни додатково були обстежені безконтактним інфрачервоним термометром з лазерним прицілом Raynger MX. На їх внутрішніх поверхнях були визначені термічно однорідні зони, у кожній з яких встановлювалася мінімальна кількість термопар і тепломірів, що дало змогу основну частину датчиків зосередити на поверхні підлоги, котра була розбита на 5 зон. З них 4 розташувалися по периметру, а в центрі виділялося ще 7 зон. Вимірювання температури повітря в приміщенні здійснювалося 44-а хромель-копелевими термопарами, розташованими рівномірно по об'єму на 11 вертикалях.

Через те, що параметри теплового стану досліджуваного приміщення при акумуляційному опаленні неперервно змінюються в часі, важливим є забезпечення можливості одночасного вимірювання великої кількості параметрів (температур в 159 точках і теплових потоків в 41 точці). У кліматичному комплексі така можливість створена за рахунок комп'ютерної реєстрації сигналів від термопар і тепломірів, а також автоматичного керування записом їх показів з періодичністю в 15 хвилин.

Проведено два цикла експериментальних випробувань.

I-й цикл експериментальних досліджень теплового стану приміщення з 90-мм теплоакумулюючим шаром електропідлоги з важкого бетону. Метою 1-го циклу було експериментальне підтвердження достовірності розробленої методики і програми

розрахунку теплового режиму приміщення, опалювального підлоговою ЕКСО-ТА. Температура повітря зовні приміщення підтримувалась на рівні: 1) $-5,9^{\circ}\text{C}$ - середньомісячна добова температура найбільш холодного зимового місяця (січня) в м. Києві; 2) $-5,9^{\circ}\text{C}$ з врахуванням її добових коливань з середньою амплітудою $\pm 2,65^{\circ}\text{C}$ стосовно до умов м. Києва; 3) -25°C , що відповідає мінімальній для розрахунків систем опалення в Україні. Нагрівання підлоги здійснювалося 3-а нижніми кабелями, сумарна потужність яких відповідала тепловтратам при заданій температурі повітря зовні приміщення.

Аналіз результатів експериментів показав:

1. Розроблена методика розрахунку теплового режиму приміщення з підлоговою ЕКСО-ТА підтверджена експериментом – середнє розходження експериментальних і розрахункових даних по температурах та теплових потоках складає, відповідно, 3,0 і 6,1 %, що є цілком задовільним.

2. Експериментально підтверджено участь в акумулюванні тепла не тільки підлоги, але й усіх огорожень приміщення.

3. Наявність сприятливого впливу нестационарності температури повітря зовні приміщення на його тепловий режим показано на прикладі коливання середньомісячної температури повітря січня $-5,9^{\circ}\text{C}$ з середньодобовою амплітудою $\pm 2,65^{\circ}\text{C}$ в м. Києві.

Метою II-го циклу є обґрутування можливості забезпечення ЕКСО-ТА нормованих і комфортних умов в приміщенні. Дослідження проводились в діапазоні зміни температур повітря зовні будинків за весь період опалювального сезону в Україні $+8\ldots-25^{\circ}\text{C}$ при товщинах бетонного шару підлоги 0,09 і 0,16 м, без додаткового опалення та з ним.

На базі проведених досліджень встановлено, що при $\delta_{6,w} = 90$ мм без додаткового опалення підлогова ЕКСО-ТА забезпечує нормовані умови при температурах повітря зовні приміщення від $+8$ до -20°C , а комфортні – від $+8$ до $-5,9^{\circ}\text{C}$. Нормовані умови в інтервалі температур $-20\ldots-25^{\circ}\text{C}$ забезпечуються з додатковим днісним опаленням з незначними затратами енергії, а для створення комфортних умов в діапазоні температур $-6\ldots-25^{\circ}\text{C}$ запропоновано 2 способи:

Б. Базовий (без додаткового опалення) тепловий режим з $\delta_{6,w} = 160$ мм.

В. Додаткове днісне опалення з $\delta_{6,w} = 90$ мм.

Результати експериментальних досліджень показали, що променисто-конвекційні системи ЕКСО-ТА створюють більш комфортні умови в приміщенні, ніж традиційні конвекційні системи при однакових потужностях.

Результати проведених досліджень включені в створені ДБН В.2.5-24-2003 „Електрична кабельна система опалення”.

Список літератури

1. Фіалко Н.М., Шевелев В.Б., Черных Л.Ф. Техофизические основы напольного электротеплоаккумуляционного отопления жилых и общественных зданий // Сб. науч. трудов III-їй межд. конф. "Проблемы промышленной теплотехники". Промышленная теплотехника. Приложение к журналу. - К.: ИТТФ, 2003.-Т. 25, № 4. – С. 77-78.
2. Черных Л.Ф. Тепловые режимы помещений при энергосберегающем теплоаккумуляционном напольном электроотоплении: Дис...д.т.н.: 05.23.03. – К., 2009, - 445 с.
3. Драганов Б.Х., Черных Л.Ф., Ферт А.Р. Методика расчета теплового режима наружных ограждающих конструкций сельскохозяйственных зданий //К.: УСХА, 1991. -126 с.
4. Черных Л.Ф. Сочетание метода малого параметра и конечных интегральных преобразований для задач теплопроводности // Известия АН СССР. – 1991. – Т. 37, № 1. – С. 146-162.
5. ДБН В.2.5-24-2003. Електрическая кабельная система отопления. – К.: изд-во ГП "Укрархбудінформ", 2003. – 31 с.
6. А.с. 1501005 СССР, МКИ G 05 D 22/00. Устройство для климатических испытаний / Черных Л.Ф., Волга В.С., Дизик В.М., Паламарчук Л.К., Санников И.В. - № 4164579/24-24; заявл. 22.12.1986; опубл. 15.08.1989, Бюл. № 30.

Надійшла до редакції

21.10.11 р.

УДК 697.1

В.І. Дешко, д-р. техн. наук, професор,

О.М. Шевченко, аспірант,

М.М. Шовкалюк, асистент,

І.А. Кріпак, магістр.

Кафедра теплотехніки та енергозбереження ІЕЕ НТУУ «КПІ»

ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДІВ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОГО СТАНУ ПРИМІЩЕНЬ ПРИ ПРОВЕДЕННІ ЕНЕРГОАУДИТУ БУДІВЕЛЬ

Вступ та постановка задач дослідження

Сьогодні в Україні немає єдиного підходу до проведення енергоаудиту будівель, для чого повинен бути прийнятий відповідний нормативний документ, який би визначав процедуру та зміст робіт. Особливою актуальності дане питання набуває у зв'язку з необхідністю врахування фактичних умов експлуатації існуючих будівель. Саме тому виникають ситуації, коли невірно оцінюються показники енергоефективності будівель [1], а впроваджувані заходи з енергозбереження не дають очікуваного ефекту.

Існують окремі методики визначення: повітропроникності огорожувальних конструкцій будівлі в натурних умовах[2], питомих тепловиртрат на опалення будинку [3], опору тепlop передачі огорожувальних конструкцій [4], тепlostійкості огорожувальних конструкцій [5]; тепловізійного контролю якості теплоізоляції огорожувальних конструкцій [6], показників енергетичного паспорту будівлі [7], однак їх використання при проведенні енергоаудиту, а також визначення температурного стану приміщень потребують подальшого опрацювання.

Стаття спрямована на розробку рекомендацій щодо процедури визначення температурної карти будівлі, з використанням методів моделювання теплового стану приміщень.

Дослідження проведено на базі комп'ютерної моделі приміщення будівлі у поєднанні з натурним експериментом.

Загальна характеристика моделі

Комп'ютерна модель описує приміщення певних розмірів та орієнтації відповідно до сторін світу з зовнішніми та внутрішніми стінами, вікнами та опалювальними пристроями, тепловий стан якого змінюється під впливом погодних умов та внутрішніх теплонадходжень.

Зовнішні стіни мають декілька шарів, які описуються як геометричними параметрами (довжина; висота; товщина) так і теплофізичними (теплопровідність; питома теплосмінність; густина). Внутрішні стіни та перекриття мають лише один будівельний шар.

В загальному тепловому балансі, окрім тепlop передачі через стіни та потужності опалення, враховуються додаткові теплонадходження від

людей та електричних пристрій, сонячна інсоляція, а також втрати на вентилювання приміщення. Модель дозволяє визначати стан температури повітря приміщення при зміні зовнішніх умов.

Детальний опис параметрів моделі та дослідження їх впливу на тепловий стан приміщень будівлі наведено в [8].

Перевірка розрахункової моделі натурним експериментом

За допомогою розробленої моделі, в рамках експерименту було проведено діагностування температурно-теплового режиму, двох приміщень, які розташовані на першому та четвертому поверхах корпусу НТУУ «КПІ» № 22. Геометричні розміри кімнат наведено на рис. 2, характеристики термічного опору приймалися за паспортними даними, тип скління - подвійне в дерев'яних спарених плетіннях, загальною площею 6,8 м², опір тепlop передачі 0,34 (м²·°C)/Вт) та зорієнтовані на Південь. В кожній кімнаті знаходяться два чавунні опалювальні прилади М-140-АО.

На першому етапі експерименту проводилися виміри температури в вказаніх приміщеннях (за окремі інтервали часу, загалом з 01.10.2010 р. по 20.01.2011 р.), знімалися дані параметрів теплоносія з теплоічильника у тепловому пункті корпусу, визначалися зміна температури зовнішнього повітря, характер та можливі значення додаткових теплонаходжень (TH).

Для вимірювання температур у приміщеннях використано термохромні датчики накопичувачі двох типів DS 1921 та DS 1922, що мають різну дискретність вимірювань (0,5°C та 0,0625°C відповідно). При цьому розрахункова модель надає результати з розрядністю до шести знаків, тому результати моделювання більш чутливі до впливу змін зовнішніх умов.

Другий етап експерименту передбачав налаштування моделі у відповідності з характеристиками приміщень: задавалися геометричні розміри та теплофізичні властивості огорожувальних конструкцій приміщень, характер зміни температури подачі теплоносія, зміна сонячної радіації та TH.

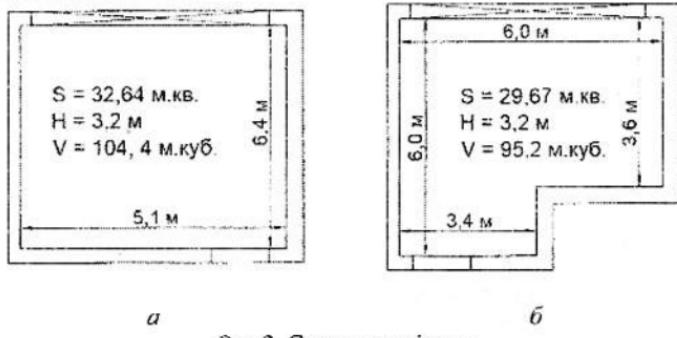


Рис.2. Схема приміщень

a – приміщення першого поверху, *b* – приміщення четвертого поверху

Приміщення першого поверху розташоване на ґрунті, тому при розрахунках були враховані тепловтрати через зони підлоги. Втрати на інфільтрацію повітря розраховувалися через різницю тисків та температур на поверхні вікон, для розрахунків прийнято: максимальна із середніх швидкостей вітру за румбами $v = 4,3 \text{ м/с}$; коефіцієнт врахування зміни швидкості повітря за висотою будівлі $\beta_v = 1$; опір повітропроникності огороження $R = 0,06 \text{ м}^2 \text{ год} \cdot \text{Па/кг}$.

Методика врахування впливу погодних умов

Для проведення розрахунку теплових режимів у приміщеннях, використовувалися архівні дані про погоду, отримані з [9]. Графічне представлення зміни температури ззовні за період 01 - 07.12.2010 для кімнати першого поверху, та 14 - 20.01.2010 для кімнати четвертого поверху, наведено на рис.3.

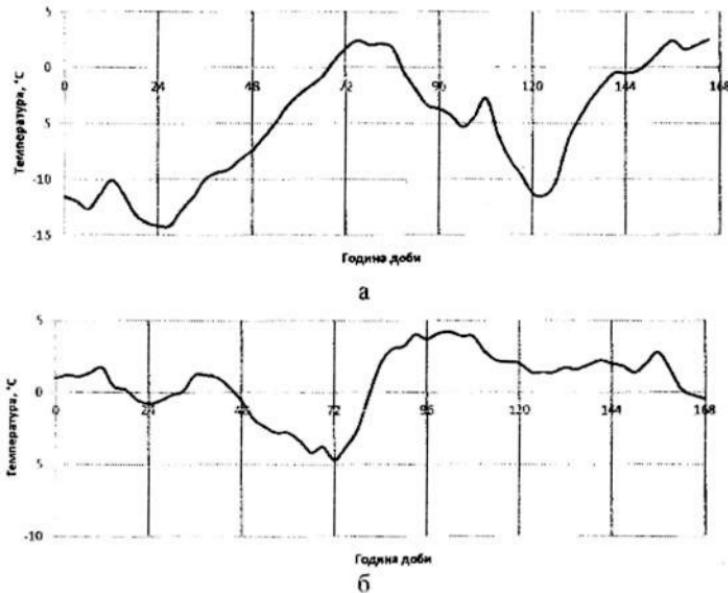


Рис.3. Зміна зовнішньої температури
а – температура ззовні для кімнати першого поверху, б – температура ззовні для кімнати четвертого поверху

Порівняно з даними про температуру, значення сонячної радіації в архівах метеоданих знайти доволі складно, це особливо стосується сумарних годинних значень радіації. У такому випадку їх необхідно фіксувати інструментально безпосередньо для даного приміщення з використанням спеціалізованих приладів. При відсутності останніх нами запропоновано наступний підхід визначення потоку сонячної радіації залежно від хмарності в балах. Для цього використовувалися дані [10] та [11], що дають можливість оцінити потік фактичної сонячної радіації та

потік радіації, який мав би місце при відсутності хмар, на базі яких проведено визначення залежності потоку сонячної радіації від хмарності (рис.4).

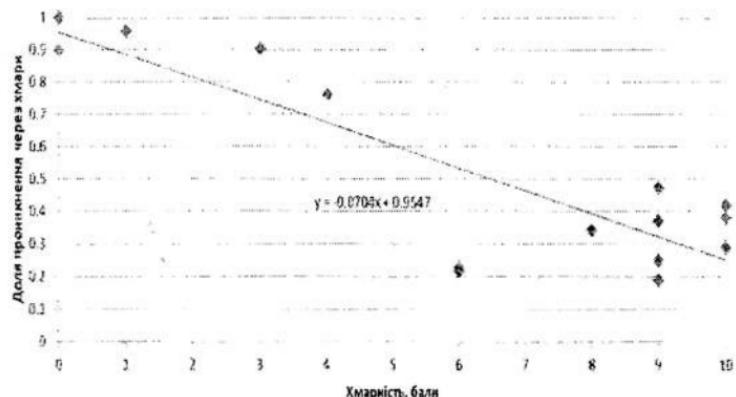


Рис. 4. Залежність долі проникнення сонячної радіації від хмарності:
x – хмарність, бали; у – доля проникнення

Однак, використовуючи описаний підхід необхідно зважати на точність отриманих величин, пов'язану, в тому числі й, з потребою врахування розподілу сонячної радіації протягом доби, географічною широтою розміщення будівлі, орієнтацію за сторонами світу тощо.

Результати моделювання температурно-теплового режиму приміщень представлена на рис.5-6.

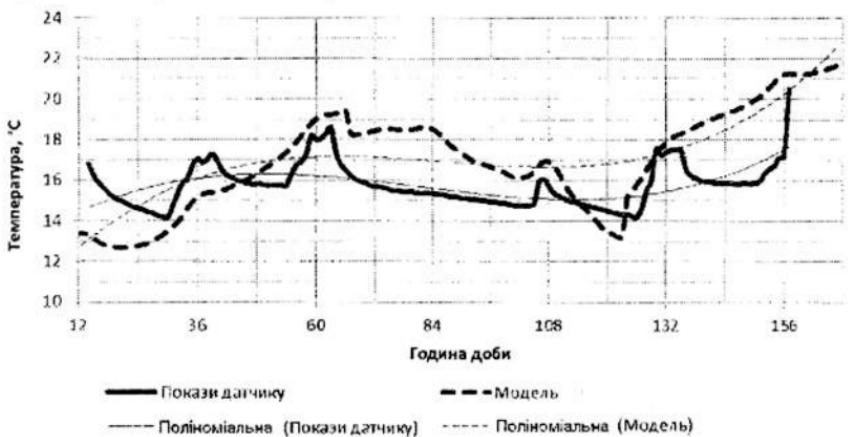


Рис. 5. Результати діагностики температурно-теплового режиму кімнати першого поверху (температурний датчик DS 1922)

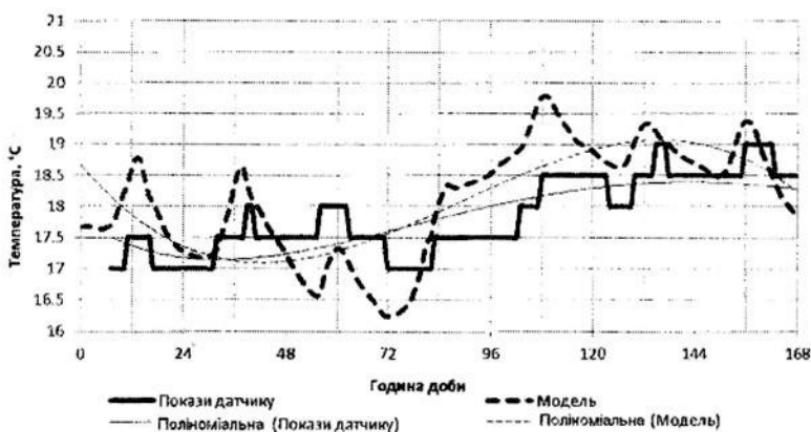


Рис. 6. Результати діагностики температурно-теплового режиму кімнати четвертого поверху (температурний датчик DS 1921)

Для аналізу та розуміння впливу окремих факторів (додаткові тепловиділення в приміщенні, ТН від сонячної радіації, зовнішня температура, опір тепlop передачі зовнішніх стін та вікон) на зміну температурно-теплового режиму приміщень проведено параметричний аналіз чутливості моделі (табл.1) [8].

Таблиця 1

Параметричний аналіз чутливості моделі до виділених факторів

Параметр	Величина чутливості
Температура зовнішнього повітря	0,57
Сонячна радіація	0,24
Побутові тепловиділення	0,2
Опір тепlop передачі вікна	0,15
Опір тепlop передачі стін	0,08

Таким чином, одними з найбільш впливових параметрів на температуру всередині приміщень є температура зовнішнього повітря та сонячна радіація. Так, зміна зовнішньої температури на 1°C призводить до зміни внутрішньої на 0,6°C (у стаціональному режимі).

Аналіз рис. 5-6 вказує на подібний характер зміни розрахункової та реальної температури у приміщеннях. Зокрема, побудована поліноміальна лінія за розрахунковими значеннями має схожі форми до лінії тренду, побудованої за даними температурних датчиків. Для прикладу, аналіз протягом третьої доби (48-72 год., рис.6) показує, що коливання температури всередині приміщення повторює коливання зовнішньої температури, як за результатами експерименту, так і за результатами моделювання. Така залежність пов'язана ще й з тим, що

має місце вплив повітрообміну – це головний чинник залежності коливань внутрішньої температури при зміні зовнішньої. Детальні розрахунки показують, що за відсутності цього фактору коливання відбувалося б із запізненням та мало меншу амплітуду. Середня, за аналізований добу, температура ($17,6^{\circ}\text{C}$) найбільш відповідає миттєвим значенням температур в інтервалі з 16-00 до 10-00 год. Середня похибка між реальною та розрахунковою температурою за добу для кімнати першого поверху становить $2,28^{\circ}\text{C}$ та $0,63^{\circ}\text{C}$ для кімнати четвертого поверху.

Загалом розрахункова модель отримала температури вищі за реальні, так середня обрахована температура протягом досліджуваного періоду для кімнати першого поверху становила $16,7^{\circ}\text{C}$, тоді як середня реальна $15,77^{\circ}\text{C}$. Відповідні значення усереднених температур для кімнати четвертого поверху становлять: $18,1^{\circ}\text{C}$ за результатами експерименту та $17,84^{\circ}\text{C}$ за реальними даними за весь період дослідження. Для опрацювання середньодобових коливань можливе представлення поліноміальних залежностей й у по добовому вигляді. Для отримання чіткої відповідності експериментальних даних розрахунковим необхідно також враховувати особливості визначення температур приладами вимірювання (миттєві значення, чи усереднені за проміжок часу).

Отже, при проведенні короткотермінових вимірювань температури в ході енергетичного аудиту для визначення середньодобової температури бажано провести замір в інтервалі з 16-00 до 10-00 години доби.

Висновки

В рамках експерименту, була виконана спроба діагностування температурно-теплових режимів будівель за допомогою відповідної комп'ютерної моделі, а також за допомогою приладного моніторингу зміни внутрішніх та зовнішніх температур повітря виходячи з потреб енергетичного обстеження будівлі.

У зв'язку з обмеженими можливостями найбільш вживаного варіанту інструментального аналізу, що обумовлені разовими (миттєвими) вимірами, поєднання експериментальних даних з результатами моделювання може бути доцільним. Раціональний вибір часу вимірювань з урахуванням чутливості внутрішньої температури до окремих факторів дозволяє: використати короткотермінові вимірювання для визначення середніх за певний період та коректно розповсюджувати їх на більш широкий інтервал часу.

Розроблена модель дозволяє диференціювати вплив окремих факторів на середню температуру в приміщенні. Показано, що найбільшої уваги потребує врахування впливу сонячної радіації та повітрообміну, тому цим факторам треба приділяти більше уваги при

проведенні енергетичних обстежень приміщень: складанні температурних карт та теплових балансів.

Особливо корисними, подібні до запропонованої, моделі можуть бути при необхідності визначення зміни температур у приміщеннях протягом тривалого часового проміжку. Оскільки в такому разі проведення серійних вимірювань є затратним, а використання моделювання при відомому впливі факторів на зміну температури в приміщеннях: по-перше значно спростить процес обстежень та по-друге зменшить грошові витрати. Подібні модельні підходи можуть бути також використані при аналізі та моніторингу температурних режимів приміщень в умовах активного регулювання приладів опалення.

Список літератури

1. Особливості енергетичної паспортізації фонду будівель в Україні /В. І. Дешко, Г.Г. Фаренюк, О. М. Шевченко // Енергозбереження в будівництві. – 2011. – № 2. – С. 71-79.
2. ДСТУ Б В.2.2-19:2007. Будинки і споруди. Метод визначення повітропроникності огорожувальних конструкцій в натурних умовах. – К., 2008. – 22 с.
3. ДСТУ Б В.2.2-21:2008. Будинки і споруди. Метод визначення питомих тепловитрат на опалення будинків. – К., 2009. – 18 с.
4. ГОСТ 26254-84. Здания и сооружения. Методы определения сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций. – М., 1994. – 26 с
5. ГОСТ 26253-84. Здания и сооружения. Метод определения теплоустойчивости ограждающих конструкций. – М., 1984. – 10 с.
6. ГОСТ 26629-85. Метод тепловизионного контроля качества теплоизоляции ограждающих конструкций. – М., 1985. – 14 с.
7. ДСТУ-Н Б А.2.2-5:2007. Настанова з розробки та складання енергетичного паспорту будівель. – К., 2008. – 43с.
8. . В. И. Дешко, М. М. Шовкалюк, А. В. Ленькин. Моделирование теплового состояния помещений при изменении режимных параметров отопления // Промышленная теплотехника. Т.31 - 2009. – № 6. – с.75-80.
9. www.pogoda.by [Електронний ресурс].
10. www.soda-is.com [Електронний ресурс].
11. www.meteo.infospace.tu [Електронний ресурс].
12. Солнечная радиация и радиационный баланс (мировая сеть) январь – март 2007 / Мировой центр радиационных данных ВМО. – Санкт-Петербург: МЦРД. – 2009. – 450 с.

**А. М. Голышев, д-р техн. наук, професор,
С. И. Задорожний, канд. техн. наук, доцент,
А. В. Герасимчук, канд. техн. наук, доцент.**
Криворожский технический университет

РЕЗЕРВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОТЫ ПРОМЫШЛЕННЫХ ВЫБРОСОВ ДЛЯ НУЖД КОММУНАЛЬНОГО ХОЗЯЙСТВА КРИВБАССА

На агломерационных и окомковательных фабриках горно-обогатительных комбинатов осуществляется высокотемпературный обжиг железорудного сырья (табл.1). При этом большие объемы аспирационного воздуха и отработавших технологических газов удаляются в дымовые трубы (рис. 1).

Таблица 1
Основные температурные характеристики конвейерных обжиговых машин

Показатели	Тип машины			
	ОК-108	ОК-306	ОК-520	ОК-780 (проект)
Производительность, т/ч	90-110	265	400-450	710
Средняя температура газов в горне технологических зон, °С:				
сушки I	600	100	30	30
сушки II	600	400	375	350
подогрева	1000	1000	1250	1200
обжига	1275	1300	1250	1250
рекуперации	1200	800	110	100
Средняя температура газов в горне технологических зон, °С:				
охлаждения I	850	800	840	800
охлаждения II	400	35	350	300
Удельный расход теплоты топлива, кДж/т	1400	1200	1080	720-900
Проектная температура окатышей на выходе из машины, °С	400	160	130	150
Масса, т	1240	4200	5100	7000

На современных машинах ОК-306 и ОК-520, имеющих дополнительно к зоне охлаждения вентилируемые бункеры-охладители,

температура охлажденных окатышей достигает 200 °C. Поэтому транспортировка высокотемпературных обожженных окатышей пластинчатыми и ленточными конвейерами также сопровождается выделениями теплоты в помещение.

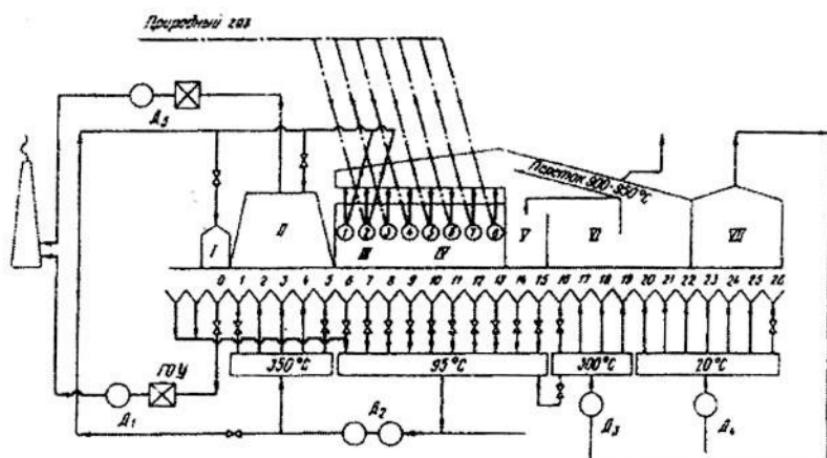


Рис. 1. Схема газовоздушных потоков обжиговой машины:
 I – зона сушки I ($t = 350^{\circ}\text{C}$); II – зона сушки II ($t = 350^{\circ}\text{C}$); III – зона подогрева ($t_1 = 650^{\circ}\text{C}$; $t_2 = 950^{\circ}\text{C}$; $t_3 = 1250^{\circ}\text{C}$) IV – зона обжига ($t_{4-8} = 1280^{\circ}\text{C}$); V – зона рекуперации ($t = 1020^{\circ}\text{C}$); VI – зона охлаждения I ($t = 1020^{\circ}\text{C}$); VII – зона охлаждения II ($t_1 = 300^{\circ}\text{C}$); Д1-Д5 – дымососы; 10V – газоочистные установки

Необходимые объемы аспирации для узлов разгрузки обжиговых машин достигают значительных величин (табл. 2).

В корпусе обжига сложная схема тепловых потоков (рис. 2). При этом приняты следующие обозначения тепловых потоков, кВт:

Q_a – количество теплоты, выделяющейся от наружных ограждений обжиговых машин и технологических коллекторов и трубопроводов;

Таблица 2

Требуемые суммарные объемы аспирации для узлов разгрузки обжиговых машин, тыс.м³/ч

Тип обжиговой машины (предприятие)					
без бункера-охладителя			с бункером-охладителем		
ОК-108 (ССГОК, КГОК)	ОК-324 (ЦГОК)	ОК-560 (КГОКор) проект	ОК-306 (СевГОК, ЛГОК)	ОК-520 (МГОК, КостГОК)	ОК-750 прогноз
80	130	170	160	245	290

$Q_{\text{вых}}$ – количество теплоты, поступающей в помещение вместе с нагретыми газами через неплотности в местах примыкания горнов и дутьевых камер к паллетам обжиговых машин;

$Q_{\text{огр}}$ – количество теплоты, поступающей в помещение вместе с воздухом через открытые проёмы в наружных ограждениях здания;

$Q_{\text{нр}}$ – количество теплоты, подаваемой в помещение системами механической приточной вентиляции;

Q_n – количество теплоты, удаляемой из помещений вместе с воздухом через створки аэрационных фонарей и других проёмов;

$Q_{\text{вых}}$ – количество теплоты, удаляемой из помещения системами механической вытяжной вентиляции;

$Q_{\text{под}}$ – количество теплоты, удаляемой из помещения вместе с воздухом через открытые проёмы в ограждениях обжиговых машин;

Q_n – тепловые потери здания.

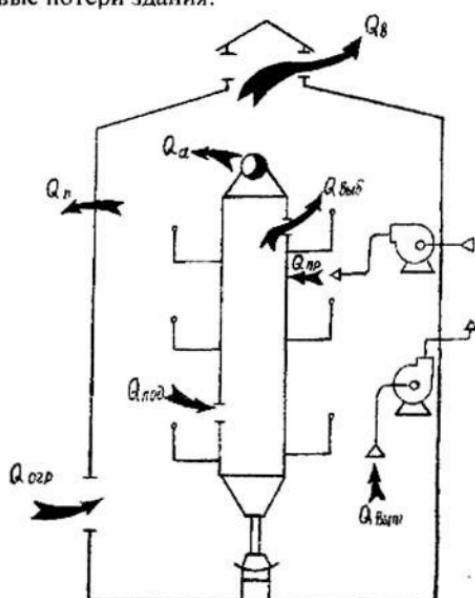


Рис. 3.1. Схема теплових потоків в корпусі обжига окатышей
(обозначення см. в тексте)

В результаті натурних досліджень складені баланси по явній теплоті корпусів обжига окатышей ССГОКа, СевГОКа, ЛГОКа і МГОКа. Аналогічні дослідження по корпусам обжига ЦГОКа і СевГОКа выполнил Криворожский НИИ гигиени труда и профзаболеваний (КНИИ ГТ и ПЗ), ныне Украинский НИИ промышленной медицины. Краткие характеристики корпусов обжига окатышей и условия проведения измерений представлены в табл. 3.

Удельные тепловыделения определены: на 1 т выпускаемой готовой продукции – обожженных окатышей, на единицу основного

технологического оборудования – обжиговую машину, на 1 м³ внутреннего объема корпуса – теплоизнапряжённость объема помещения, которая является важнейшей гигиенической характеристикой промышленных зданий.

Из данных табл. 3 следует, что корпуса обжига всех горно-обогатительных комбинатов согласно санитарной классификации являются помещениями со значительными избытками явной теплоты (более 23 Вт/м³). Удельные тепловыделения на 1 т продукции в корпусе обжига ССГОКа, в котором эксплуатируются машины ОК-108, значительно выше, чем на других комбинатах. Объясняется это тем, что современные обжиговые машины, и особенно высокопроизводительные ОК-520 и фирмы "Лургі" ($F=552\text{ m}^2$) имеют более совершенные средства теплозащиты: теплоизоляцию горнов, дутьевых и вакуумных камер, газовоздушных трактов, которая на устаревших машинах ОК-108 во многих случаях вообще отсутствует.

Объем зданий корпусов обжига составляет 421,2...820,0 тыс.м³. Объем подаваемого в корпус приточного воздуха при нормативной кратности воздухообмена, равной 3,5, достигает 1,47...2,87 млн.м³/ч. Для подогрева такого количества приточного воздуха в холодный период года требуется 9880...19230 кВт. И это только для одной фабрики.

Ресурсы для подогрева приточного воздуха, а также для использования в коммунальной сфере города на фабриках ГОКов просто выбрасываются в атмосферу через аэрационные фонари и дымовые трубы. Причем в последнем случае температура выбросов составляет 125...350 °С. Суммарные выбросы теплоты на фабрике достигают 74,55 тыс.кВт, из них с аспирационными выбросами – 26,4 тыс.кВт. При утилизации теплоты с аэрационными выбросами эти показатели увеличивается.

Для Кривого Рога, где работает 2 ГОКа по производству железорудных окатышей и 2 ГОКа по производству агломерата, это очень значительный ресурс. Тем более, что город растянулся на 126 км. Так же расположены и эти предприятия, возле которых сосредоточен жилой фонд и инфраструктура города. Поэтому вопрос утилизации тепла вентиляционных выбросов флагманской индустрии региона актуален.

При утилизации теплоты выбрасываемого воздуха энергетических затрат на подогрев приточного воздуха требуется значительно меньше, чем в других системах. Это позволяет снизить установочную мощность системы отопления. При реконструкции фабрик ГОКов снижаются инвестиционные затраты, в основных технологических процессах снижаются затраты на топливо.

Использование этого ресурса для города позволит существенно сэкономить расходы на отопление и горячее водоснабжение бюджетной сферы. Сроки окупаемости вложений – минимальны, что является чрезвычайно привлекательным. При проведении комплексного

энергоаудита бюджетных предприятий и организаций и реализации его рекомендаций возможна совершение иная схема учета теплопотребления, менее громоздкая, не требующая использования огромного количества измерительных приборов, необходимости их периодической поверки, привлечения значительного количества персонала для их обслуживания.

Таблица 3
Сводные данные по тепловым балансам корпусов обжига окатышей

Наименование предприятия	Количество теплоты, кВт		$\dot{Q}_{\text{ок}}^{\text{п}} / \text{kBt}$	G, тыс. кг/ч	$t_{\text{п}}^{\text{п}} / ^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{п}}^{\text{н}} / ^{\circ}\text{C}$	Удельные избытки единой теплоты		
	ушло из помещений, $\dot{Q}_{\text{п}}^{\text{п}}$	поступило в помещения, $\dot{Q}_{\text{п}}^{\text{н}}$					из 1 т окатышей, кВт/т	на одну машину, кВт	на 1 м ³ объема помещения, Вт/м ³
Соколовско-Сарбайский ГОК	82183	21693	60490	6830,8	11,3	28,7	82,1	7561	140
Центральный ГОК ¹⁾	67258	24695	42563	6111,2	14,6	28,6	71	7094	101
Северный ГОК, ФОК №1 ¹⁾	52077	27809	24268	4563,8	21,6	31,9	47	7187	53
Северный ГОК, ФОК №2 ¹⁾	35054 45512	14983 26341	20071 19171	3356,2 3941,3	16 23,6	28,1 33	37,9 36	10036 9586	32 36
Северный ГОК, ФОК №3 ¹⁾	36780	22406	14374	3449,6	23,1	31,1	17	7187	29
Лебединский ГОК	39493	15933	23560	3749,7	15,2	28,1	40,62	11780	47
Михайловский ГОК	23239	6353	16876	2790,8	8,2	21	19,6	8438	29

Примечание: 1 – данные КНИИ ГГ в ПЗ, 2 – в частности приведены данные авторов, в замечательте – данные КНИИ ГГ в ПЗ

Тепловая энергия воздуха, удаляемого в атмосферу, является огромным источником вторичных энергоресурсов на фабриках окомкования железорудных концентратов и агломерационных фабриках горно-обогатительных комбинатов. Расход тепловой энергии на подогрев поступающего воздуха составляет 40...70% теплопотребления предприятия. Большая её часть можно сэкономить путем применения теплообменников-utiлизаторов или рекуператоров.

Рекуператоры могут дополнять приточные вентиляционные системы, используемые на крупных объектах. Они позволяют экономить от 30 до 50% тепла, выбрасываемого в дымовые трубы.

Затраты на приобретение, монтаж и обслуживание такой теплообменной установки окупаются в короткие сроки. Такое оборудование целесообразно закладывать в проекты со значительным бюджетом.

Реализация изложенного подхода возможна с использованием разнообразной техники для утилизации тепла: кожухотрубных и пластинчатых теплообменников, в том числе, перекрестночных; роторных (регенеративных); тепловых насосов с промежуточным рабочим телом. Существующее оборудование может гарантированно обеспечить около 60% возврата тепла удаляемого воздуха.

Надійшла до редакції

5.10.11 р.

УДК 628.38

Н.Г. Степова, канд. техн. наук, старш. наук. співроб.

Інститут гідромеханіки ПАНУ.

О.М. Кушка, канд. техн. наук, доцент.

Київський національний університет будівництва і архітектури

Ю.І. Калугін, канд. ф.-мат. наук, старш. наук. співроб.

Інститут гідромеханіки ПАНУ.

СУЧАСНІ МЕТОДИ ОБРОБКИ ОСАДУ ОЧИСНИХ СПОРУД СИСТЕМ ВОДОПІДГОТОВКИ ТА ВОДОВІДВЕДЕНИЯ

Щодня на водопровідних та каналізаційних очисних станціях України утворюються величезні обсяги осаду, який, при правильному підході до його обробки, може приносити навіть користь. Одним з прикладів такого корисного використання є утворення біогазу при анаеробному зброджуванні осаду, що виникає в ході біологічної очистки побутових стічних вод [1]. Цей процес протікає в метантенках, де в результаті мезофільного (при температурі 30-35 °C) або термофільного (при температурі 50-55 °C) зброджування органічна речовина осаду розпадається з виділенням суміші газів, що складається переважно з метану (до 70%) та вуглекислого газу (до 30%). І хоча зброджування каналізаційного осаду в метантенках потребує витрат енергії на нагрівання, перевагою процесу є те, що виділення біогазу відбувається у надлишковій кількості у порівнянні з термічними потребами установки. Так, наприклад, при обробці суміші свіжих осадів після первинного та вторинного відстійників для нагрівання метантенку буде потрібна приблизно одна третина утворюваного біогазу, тоді як дві третини залишається вільним для подальшого використання [2].

Зберігають біогаз у газгольдерах під тиском у кілька барів. Окрім нагрівання метантенків цей газ може використовуватись для опалення приміщень, сушки осаду, в якості палива для печей по спаленню осаду, а також як джерело електроенергії. Наприклад, паризька каналізаційна очисна станція «Achères», яка щодоби очищує близько 2 млн. кубометрів стічних вод економить за рахунок використання біогазу до 35 відсотків від загальної кількості необхідної для її потреб електроенергії [2].

Вологість осаду після зброджування у метантенках може сягати 99 відсотків, а тому він потребує зневоднення, основна мета якого полягає в зменшенні обсягів, що він займає, а також витрат, пов'язаних з його транспортуванням та подальшою обробкою. Стабілізований зневоднений осад після додаткового підсушування може використовуватись в якості добрива у сільському господарстві, якщо він

задовільняє існуючим санітарно-гігієнічним вимогам, перш за все, щодо вмісту іонів важких металів.

Питання переходу до механічних методів зневоднення стає дедалі актуальнішим для України. На відміну від держав Західної Європи, де механічне зневоднення у практиці водопостачання та водовідведення є загальновживаним, в нашій країні такі процеси все ще залишаються скоріше винятком із правил. Зазвичай, органічний осад, що утворився на каналізаційних спорудах, зневоднюється на мулових полях, а осад водопровідних станцій просто скидається до найближчих проточних водойм без будь-якої обробки. Все це призводить до негативного впливу на довкілля, як це зазначено в звіті Комітету з питань екологічної політики Європейської економічної комісії ООН [3].

Перехід до європейських стандартів якості води потребує суттєвої модернізації існуючих технологій очистки. Це стосується і методів зневоднення осаду. Останнім часом в цьому питанні помітні певні зрушення. Так, в Києві в липні 2011 року на Бортничівській станції аерації відбулося тестування перссувного фільтрпресу швейцарської фірми Bucher, який за годину обробляє 20 м³ осаду, і в залежності від типу осаду (стабілізований ущільнений надлишковий активний мул, сирий попередньо необрблений осад тощо) здатен зменшити його вологість на 20-40 відсотків.

У серпні 2011 року на Дніпровській водопровідній станції (ДВС) був презентований мобільний відцентровий декантер німецької фірми GEA Westfalia Separator Group, який був протестований на реальному осаді станції. Попередньо ущільнений та оброблений флокулянтом осад після зневоднення зменшував свою вологість з 99 до 76 відсотків. На рис. 1 наведене фото декантера UCF 466-00-35, протестованого на ДВС 09 серпня 2011 року. На рис. 2 наведені фото осаду та центрату (рідини, яка відділяється від осаду під дією відцентрової сили) після проведення тестового зневоднення.

Тестове зневоднення показало зменшення вологості осаду на 23 відсотки. Взагалі величина водовіддачі суттєво залежить від типу осаду. Гідрофільний осад, що містить багато хімічно зв'язаної води, віддає вологу набагато гірше, ніж гідрофобний. Тип осаду диктує і вибір технологічних процесів, що передують зневодненню, а також обумовлює застосування тієї чи іншої установки.

Так, наприклад, за американськими рекомендаціями для зневоднення осаду каналізаційних очисних споруд мулові майданчики доцільно влаштовувати лише в невеликих населених пунктах з числом мешканців до двадцяти тисяч осіб за наявності вільної території та відповідних кліматичних умов, тоді як у великих містах слід застосовувати споруди механічного зневоднення такі як центрифуги та фільтрпреси [4].

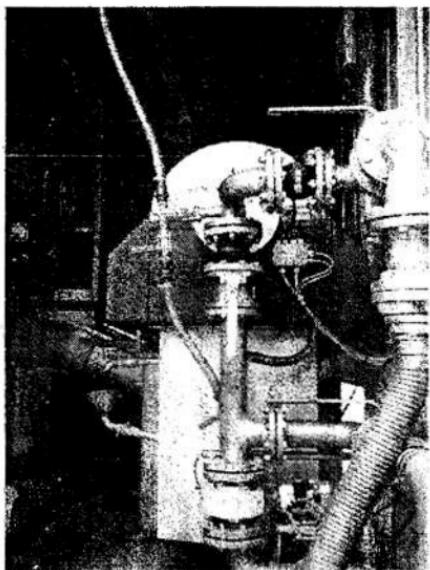


Рис. 1. Відцентровий декантер UCF 466-00-35

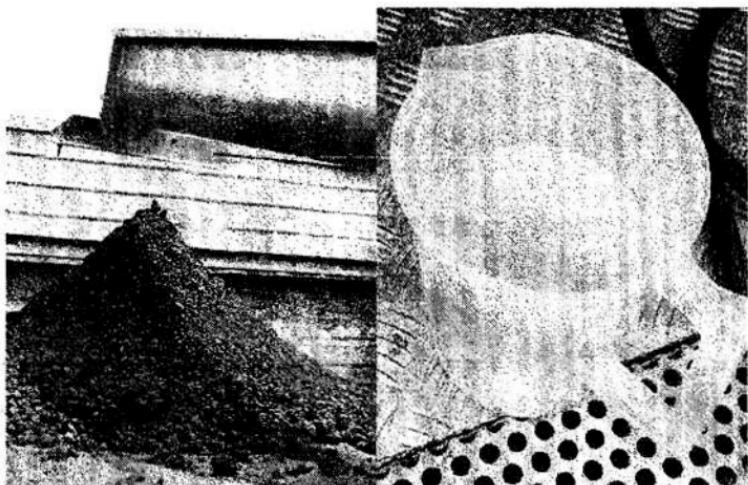


Рис. 2. Осад (зліва) та центрат (справа) після тестового зневоднення

Фільтрпреси є одними з найбільш розповсюдженіших установок, які застосовуються при зневодненні осаду водопровідних та каналізаційних очисних споруд. Вилучення води тут відбувається за рахунок надлишкового тиску, прикладеного до осаду. На рис.3 наведена спрощена схема однієї секції камерного фільтрпреса.

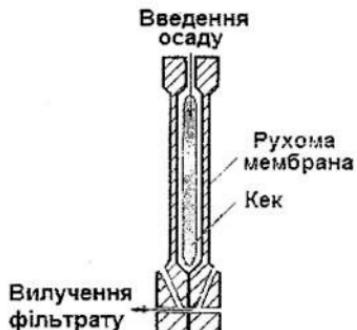


Рис. 3. Схематичне зображення секції камерного фільтрпреса

Осад після проходження стадії хімічного кондиціонування закачується помповою у простір між двома плитами з такою витратою, щоб підтримувати тиск 690-1550 кПа протягом 1-3 годин [4]. За рахунок цього тиску вода вилучається з осаду, фільтруючись крізь мембрани, які займають значну частину поверхні обох плит. Загальний фільтроцикл становить 2-5 годин та складається з п'яти етапів. На першому етапі відбувається заповнення камер фільтрпресу, на другому – зневоднення осаду (при цьому осад подається до камер в обсязі, потрібному для підтримування постійного надлишкового тиску). Третій етап – це відкриття камер фільтрпресу за рахунок розсування плит, четвертий – вивантаження кеку та промивка, п'ятий – закриття камер фільтрпресу. На рис.4 зображено схему перебігу другого етапу фільтроциклу, під час якого саме і відбувається процес зневоднення. Цей етап починається, коли весь обсяг камери товщиною H_0 заповнюється осадом з початковою об'ємною концентрацією твердої фази X_0 , а закінчується, коли біля поверхні мембрани формується шар зневодненого осаду товщиною H_k .

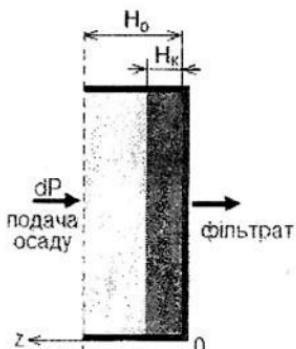


Рис. 4. Схема другого етапу фільтроциклу

Для прогнозування зміни концентрації твердої фази осаду з часом та по ширині камери фільтрпресу було застосовано методи математичного моделювання. За базову взято модель фільтрпреса, описану в роботах [5, 6]:

$$\frac{\partial X}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left[D(X) \frac{\partial X}{\partial z} - X \frac{dh}{dt} \right], \quad (1)$$

де X – об'ємна концентрація твердої фази; dh/dt – швидкість збільшення шару концентрованого осаду біля поверхні мембрани; $D(X)$ – коефіцієнт дисперсії.

Вважається, що осад подається до камери фільтрпресу зі сталою концентрацією твердої фази X_0 , тоді як біля мембрани формується шар зневодненого осаду з концентрацією X_{inf} , яка є максимально можливою концентрацією для даного надлишкового тиску ΔP (див. рис. 4) та обчислюється за формулою:

$$X_{inf} = X_g \left(\frac{\Delta P}{p_1} + 1 \right)^{1/p_2}, \quad (2)$$

де X_g – концентрація досягнення точки гелеутворення (об'ємна концентрація твердої фази, за якої осад набуває властивостей неєнютонівської рідини); ΔP – величина надлишкового тиску, прикладеного до осаду; p_1 , p_2 – емпіричні коефіцієнти, які характеризують властивості осаду.

Коефіцієнт дисперсії $D(X)$ в рівнянні (1) визначався за формулою, наведеною в роботі [6]:

$$D(X) = d_1 X^{d_2} (1 - X)^{d_3}, \quad (3)$$

де X – об'ємна концентрація твердої фази осаду в певний момент часу в певній точці камери фільтрпресу (див. рівняння (1)); d_1 , d_2 , d_3 – емпіричні коефіцієнти, залежні від типу осаду. Значення коефіцієнтів d_1 , d_2 , d_3 пов'язане з величиною осмотичного тиску, який визначається або за чисто емпіричними залежностями, як це, наприклад, зроблено у роботі [6], або за теоретично обґрунтованими виразами, як наприклад формула Кайдінга [7] або її модифікація, яка враховує крім щільності твердої фази також густину рідкої фази [8].

Крайову задачу (1) було вирішено чисельними методами при відповідних початкових та граничних умовах. При цьому було написано розрахункову програму зі зручним для користувача інтерфейсом (див. рис.5). Вихідними даними, потрібними для проведення розрахунку є надлишковий тиск ΔP , що забезпечує перебіг процесу зневоднення; початковий шар осаду H_0 (див. рис. 4), який для випадку камерного фільтрпресу дорівнює половині ширини камери; об'ємна концентрація твердої фази, за якої досягається точка гелеутворення X_g ; початкова об'ємна концентрація твердої фази в осаді, що подається на зневоднення X_0 ; емпіричні коефіцієнти p_1 , p_2 , потрібні для визначення концентрації X_{inf} ; емпіричні коефіцієнти d_1 , d_2 , d_3 , необхідні для обчислення коефіцієнту дисперсії $D(X)$; коефіцієнт припинення розрахунку f ; час фільтрування T_f .

При концентраціях твердої фази, які є близькими до X_{inf} , процес зневоднення майже припиняється. Тому в розрахунках вводиться коефіцієнт f (більш детально див. роботу [5]). Програма припиняє роботу при досягненні об'ємної концентрації твердої фази $X = fX_{inf}$. Інший варіант припинення роботи програми - досягнення часу T_f , який задається разом з вихідними даними. Програма припиняє роботу у випадку, коли значення часу T_f є меншим за час досягнення концентрації fX_{inf} .

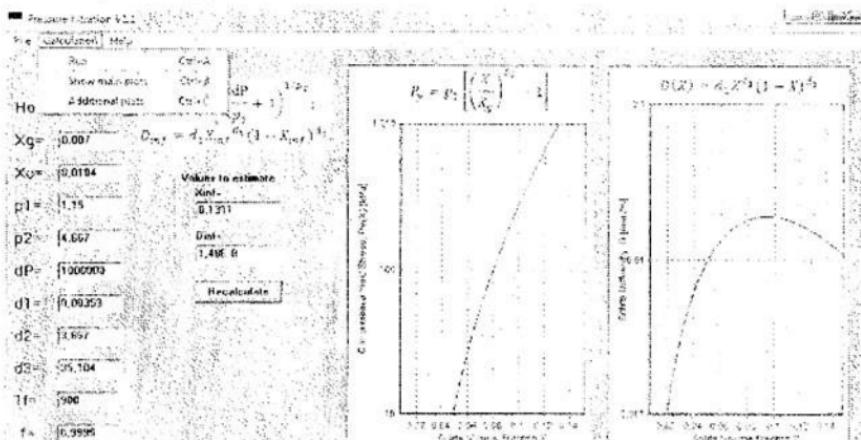


Рис. 5. Інтерфейс програми для розрахунку фільтрпреса.

Як приклад на рис.6 наведено графік зміни середньої концентрації твердої фази X_{av} з часом при зміні надлинового тиску ΔP у діапазоні від 600 кПа до 1400 кПа та наступних вихідних даних: $H_0 = 0.015\text{м}$; $X_g = 0.0070$; $X_u = 0.0104$; $p_1 = 1.150 \text{ Па}$; $p_2 = 4.667$; $d_1 = 0.00353 \text{ м}^3/\text{s}$; $d_2 = 3.667$; $d_3 = 35.104$; $T_f = 550 \text{ с}$; $f = 0.9999$. Вихідні дані для розрахунку фільтрпреса було взято з роботи [6].

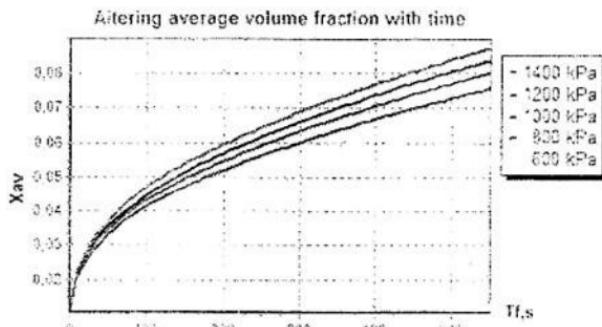


Рис. 6. Зміна середньої об'ємної концентрації твердої фази при різних значеннях прикладеного тиску

Як видно з рис.6, збільшення прикладеного тиску з 600 кПа до 1400 кПа при часі фільтрування 500 с при заданих вихідних даних, призводить до росту середньої концентрації твердої фази в камері фільтрпреса приблизно на 30 %.

Висновок

Обробка та утилізація осаду водопровідних та каналізаційних очисних споруд є наразі для України дуже актуальною проблемою. Останнім часом в цьому питанні помітні певні зрушения: на Дарницькій водопровідній станції та Бортничівській станції аерації міста Києва проведені тестові випробування мобільних установок по зневодненню осаду. Прогнозування роботи таких установок доцільно здійснювати, використовуючи методи математичного моделювання, для чого на базі моделей, наведених в іноземній літературі, розроблено програму розрахунку основних технологічних параметрів фільтрпреса, яка має зручний для користувача інтерфейс.

Список літератури

1. Мокринская Г. Метантенки - утилизация отходов с пользой. //С.О.К. (Сантехніка, опалення, кондиціонування), №8-9, 2009, с.36-40.
2. Дегремон. Технический справочник по обработке воды, пер. с фр., в 2-х томах. - Санкт-Петербург: Новый журнал.- 2007.- 1696 с.
3. Environmental Performance Review. Ukraine / Committee on Environmental Policy, Economic Commission for Europe, United Nations.- New York and Geneva.- 2007.- 194 p.
4. Wastewater Engineering: Treatment and Reuse (Fourth Edition). Section 14-13. Dewatering .-Metcalf&Eddy inc.- 2003.- p.1558-1579.
5. Landmann & White. Prediction filtration time and maximizing throughput in a pressure filter, AIChE Journal, 1997, vol.43 (12), p.3147-3160.
6. Stickland et all. Numerical modeling of fixed-cavity plate-and-frame filtration: formulation, validation and optimization, Chem. Eng.Sci, No 61, 2006, 3818-3829.
7. Keiding K. Osmotic effects in sludge dewatering / Keiding K., Rasmussen M.R. Advances in Env. Res., 2003 (3), vol.7, p.641-645.
8. Степова Н.І. Вплив фізико-хімічних властивостей осаду каналізаційних очисних споруд на його здатність до зневоднення // Екологічна безпека та природокористування, 2011, №7, р.73-81.

Надійшла до редакції

25.10.11 р.

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

УДК 696.42

Д. П. Гламаздін, аспірант

П. М. Гламаздін,

директор ПП «Спецінжбуд» Київського
національного університету будівництва і архітектури

ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ В ТОПЦІ КОТЛА НА ЙОГО ЕКОЛОГІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Оцінка якості котла не обмежується тільки теплотехнічними характеристиками, такими як питома витрата палива на генерування одиниці кількості теплоти (Гкал або ГДж) або коефіцієнт корисної дії. Дуже важливе значення мають екологічні характеристики, а саме кількість шкідливих викидів, які супроводжують роботу котла. У разі використання в якості палива природного газу основними викидами є оксиди азоту, що об'єднуються загальною формулою NO_x , і оксид вуглецю CO .

Екологічні характеристики котлів залежать від багатьох факторів, у тому числі і від температурного поля в топці.

Якщо наявність CO і його кількість залежать головним чином від точності підтримання співвідношення газу і повітря, що подається на горіння, і хорошою організацією аеродинаміки їх змішування, то кількість утворених оксидів азоту залежить як від кількості надлишкового повітря, що подається на горіння і визначається коефіцієнтом надлишку повітря, так і від температури топкового середовища. Чим вища температура, тим більше генерується оксидів азоту. При цьому кількість оксидів азоту не обов'язково буде визначатися загальною середньою температурою топкової середовища. Досить мати лише невелику за обсягом зону високих температур в загальному обсязі топки, щоб отримати збільшенну кількість утворених оксидів азоту. Дуже важливим моментом, що визначає наявність або відсутність в топці зон з підвищеною температурою, є схема розташування пальників в топці. Особливо важливо це для водотрубних котлів з вертикальним топкою і декількома пальниками. Типовими представниками таких котлів є водогрійні котли серій ПТВМ і КВГМ. Їх екологічні характеристики не задовольняють сьогоднішнім вимогам, що викликає необхідність розробки методів їх модернізації. При цьому, перш, ніж розробляти конструкторські рішення, необхідно попередньо провести моделювання температурного поля в топці котлів при різному розташуванні пальників.

Розрахунок температурного поля у топці - складне завдання, вирішити яке аналітично в даний час не представляється можливим. Однак, з певними похибками температурне поле в топці можна моделювати за допомогою різних програмних комплексів. Ці програми дають можливість визначити положення в топці зон з підвищеною температурою, наявність яких і визначає в основному концентрацію в продуктах згоряння оксидів азоту (NOx).

Авторами була використана одна з подібних програм для аналізу температурного поля водогрійного котла ПТВМ-30м та розробки рекомендацій щодо модернізації топки цього котла.

Котел ПТВМ-30м є водотрубним котлом з класичною П-подібною компоновкою. На двох бічних стінках котла розташовані шість пальників РГМГ - по три на кожній стінці один навпроти одного (рис. 1).

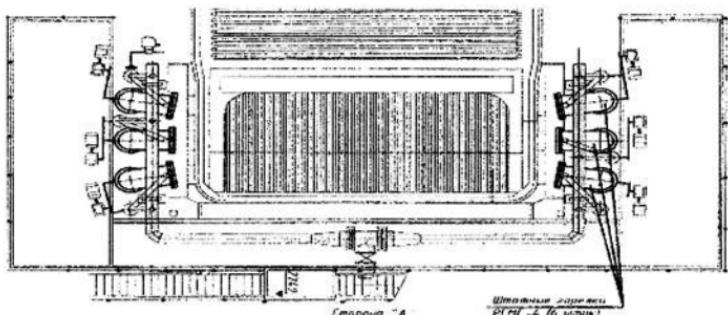


Рис. 1. Розташування пітатих пальників котла ПТВМ-30м

Така компоновка пальників вже зумовлює наявність зони високих температур в центрі топки в місці зустрічі факелів пальників, що й було показано в результаті моделювання температурного поля (рис. 2). Очевидно, що виправити існуюче становище можна зміною розташування пальників в топці. На думку авторів найкращим місцем для розташування пальників у випадку використання в якості палива природного газу є під топки, а при можливості використання мазуту - склепіння. Моделювання температурного поля при розташуванні пальників в поду (в цьому випадку їх кількість зменшується до двох, але більшої потужності) показало, що в цьому випадку температурне поле можна вирівняти. При цьому, великий вплив на рівномірність температурного поля має ступінь закручування газоповітряної суміші на виході з пальника, яка у великій мірі визначається геометричною формою факела.

При відсутності крутіння можна спостерігати в топці фактично два самостійних факела (рис. 3, а), а при дуже великому крутінні з'являється зона підвищених температур у нижній частині топки (рис. 3, б).



Рис. 2. Температурне поле в тонці котла ПТВМ-30м перед встановленням штатними пальниками

У першому випадку необхідно чекати зменшених значень NOx на виході з котла, а в другому - підвищених.

Результати моделювання були перевірені при аналізі даних налагодження і еколого-теплотехнічних випробувань реконструйованого котла ПТВМ-30м в районній котельні у м. Вінниця, де в поду топки були встановлені два пальники SG-150 виробництва фірми SAACKE GmbH (ФРН). Були проведені дослідження режимів горіння газу при повній відсутності та при максимально можливому крутінні. При цьому спостерігалося розходження даних щодо складу димових газів, а саме концентрації оксидів азоту NOx (див. табл.).

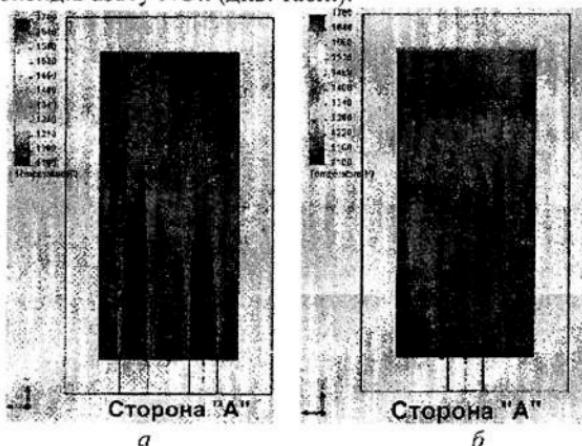


Рис. 3 Температурне поле в тонці котла ПТВМ-30м до встановленнях у поду пальниками SG-150 без крутіння (а) і з крутінням (б)

Таблиця

Концентрації оксидів азоту NOx і вуглексислого газу CO у димових газах при максимальному та мінімальному крутінні

№ п/п	Потужність, МВт	Мінімальне крутіння		Максимальне крутіння	
		NOx, ppm	CO, ppm	NOx, ppm	CO, ppm
1	5,2	116	0	112	0
2	8,2	118	0	118	0
3	11,8	120	0	166	0
4	15,2	121	0	190	0
5	18,8	131	5	201	5
6	22,2	128	3	202	3
7	25,6	-	-	198	3
8	29,2	-	-	198	8
9	32,4	-	-	206	7

При однакових навантаженнях і наявності великого крутіння факелу з'являється зона підвищених температур у районі поду котла, що і призводить до інтенсивного генерування оксидів азоту. При відсутності крутіння факелу температурне поле в топці більш рівномірне в об'ємі топки. Проте, в цьому випадку полум'я може досягати розділового фестону на виході з топки і лизати його труби, що може привести до прискореного виходу їх з ладу.

Таким чином, досвід авторів з реконструкції водогрійних водотрубних котлів показує, що моделювання температурного поля в топці котлів за допомогою програмних комплексів дає можливість оптимізувати конструкцію топки і схеми розташування пальників ще на етапі конструювання топки при розробці нових котлів, або при реконструкції чи модернізації котлів, які експлуатуються.

Надійшла до редакції

21.10.11 р.

УДК 621.577

Г.Г. Леонтьєв, канд. техн. наук, доцент.
НТУУ «Київський політехнічний інститут»
І.Ю. Семенюк, магістрант,
НТУУ «Київський політехнічний інститут»

ПРАКТИЧНЕ ВИРОВАДЖЕННЯ ТЕПЛОНАСОСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В СИСТЕМІ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Одним із пріоритетних напрямків теплоенергетичної галузі України є енергозбереження. Вичерпання викопних джерел енергії та, відповідно, невинний ріст цін на енергоносії роблять енергозбереження актуальним не тільки для України, але і для всіх країн світу. Пошук та залучення нових альтернативних, відновлюваних джерел енергії є одним із рішень даної проблеми. Використання відновлюваних джерел не тільки дає можливість економії традиційних видів палив, але й зменшує викиди CO_2 в атмосферу.

Найбільш поширеними установками, що використовують відновлювані джерела енергії в світовій практиці є теплові насоси. Вони характеризуються високою енергоефективністю, екологічністю, безпечністю і надійністю. Сучасна ситуація з цінами на електричну енергію та природний газ в Україні чим далі, тим більше сприятиме зростанню рівня економічної конкурентоздатності теплових насосів порівняно з існуючими джерелами тепла на природному газі та електричній енергії, що неминуче призведе до їх широкого впровадження у нашій країні слідом за іншими розвинутими країнами.

Принцип роботи теплового насосу (ТН) відомий давно. Він випливає з робіт Карно та опису циклу Карно, який був опублікований в його дисертації в 1824 р. Практичну теплонасосну систему запропонував Вільям Томсон (лорд Кельвін) ще у 1852 р. Вона була названа «помножувач тепла» і показувала, як можна холодильну машину ефективно використовувати для цілей опалення. Перші установки створювалися для опалення та гарячого водопостачання у Великобританії в 20–30-і роки ХХ століття. Розробками теплових насосів поступово стали займатися в багатьох країнах. Найбільших успіхів добилися швейцарці: з 1939 по 1945 р. було споруджено дев'ять відносно великих теплонасосних станцій, деякі з них успішно пропрацювали понад 30 років [1].

Проте найбільший розвиток ТН почався після снергетичної кризи в 70-х роках в результаті різкого подорожчання нафти.

На сьогоднішній день в світі працює близько 200 млн. теплових насосів різної потужності – від декілька кіловат до сотень мегават. У США щорічно виробляється близько 1 млн. теплових насосів. У Швеції 70% тепла виробляється ТН [2]. Швеція перша серед розвинених країн

Заходу хоче піти на кардинальні заходи в енергетичній сфері, а саме – повністю відмовитись від нафтоіндустрії, при цьому не будуючи нових атомних електростанцій. У Німеччині передбачена дотація у 200 євро за кожен кВт установленої потужності теплових насосів. Згідно даним Міжнародного Енергетичного Агентства (ІЕА) до 2020 р. у розвинених країнах світу частка опалення й гарячого водопостачання за допомогою теплових насосів повинна скласти 75%.

Мала популярність застосування ТНУ в Україні пояснюється об'єктивними та суб'єктивними причинами. Серед них можна виділити:

1. Розвиток теплоенергетики шляхом теплофікації централізованого тепlopостачання в роки СРСР;
2. Низька ціна на газ та інші види палива в минулі роки;
3. Відсутність ефективного вітчизняного обладнання для низькопотенціальних джерел енергії;
4. Відсутність державної підтримки розвитку при розробці теплонасосних систем.

Проте не дивлячись на ці фактори все-таки в Україні даний напрямок розвивається, хоч і невеликими темпами. В основному базуючись на ентузіазмі науковців.

Метою даної статті є аналіз існуючих теплонасосних установок для тепlopостачання. На даний момент існують декілька систем тепlopостачання будівель з використанням теплонасосної установки.

Одним із таких є демонстраційний об'єкт реалізований на базі системи тепlopостачання вокзалу типової приміської залізничної станції Залютино (м. Харків).

Джерелом тепла для ТНУ було вибрано тепло ґрунту. Цей вибір був зроблений при аналізі всіх можливих джерел. Атмосферне повітря було виключено з числа низькопотенційних джерел, внаслідок того, що зі зниженням температури навколошнього повітря, коли потрібно підвищена опалювальна потужність об'єкта, потужність теплового насоса знижується для розглянутих умов у 3-4 рази, що вимагає застосування додаткового джерела тепла. Велику частину робочого часу, на жаль, ця додаткова потужність не була б затребувана. Поверхневі, ґрутові або скидні води технологічних установок та вентиляційні викиди, які при стабільній температурі теплоносія могли б забезпечити високу річну снергетичну ефективність системи, в даному випадку відсутні в достатній кількості для нормальної роботи системи. Тому в якості низькопотенційного джерела теплоти в проекті використаний ґрунт [3].

В даному випадку акумульоване ґрунтом тепло забирають через горизонтально прокладені ґрутові теплообмінники (Рис.1) (які також називаються ґрутовими колекторами) на глибині 1,2-1,5 м.

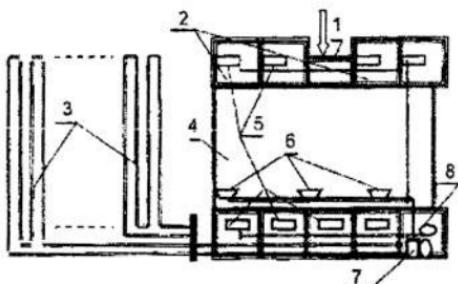


Рис. 1. Принципова схема елементів системи теплопостачання вокзалу:
1 – вход в приміщення; 2 – службове приміщення; 3 – ґрутовий теплообмінник; 4 – пасажирський зал; 5 – фанкойли; 6 – новітря підігрівач; 7 – тепловий насос; 8 – бак-накопичувач.

Раніше теплопостачання вокзалу забезпечувалось від котельні, обладнаної двома вугільними котлами сумарною встановленою потужністю близько 50 кВт. Гарячого водопостачання та кондиціонування приміщень в літній час не було передбачено.

Система опалення, що розглядається виконана за бівалентною моноенергетичною схемою. Номінальна потужність теплового насоса обрана 38,6 кВт, потужність електричного котла-підігрівача 12 кВт. Максимальна холодильна потужність системи кондиціонування 40 кВт. Гаряче водопостачання забезпечує до 300 літрів води з температурою 45-50°C, підготовленої та зберігається в спеціальному баці-акумуляторі ТНУ [3].

У літній період установка працювала в режимі кондиціонування і забезпечувала підігрів води для санітарно-технічних цілей круглий рік. За результатами експлуатації теплонасосної системи за опалювальний сезон 2006-2007 рр., загальні експлуатаційні витрати не перевишили 12 тис. грн., в той час як за опалювальний сезон 2005-2006 років при використанні котельні вони були більше 60 тис. грн. Тобто за перший рік експлуатації виграти тільки на опалення приміщень вокзалу були зниженні майже в 4 рази.

Це одним об'єктом є офісна будівля спроектована Центром снегозбереження КиївЗНДІЕП, введена в експлуатацію в 1999 році [4]. В якості джерела тепла слугує тепловий насос «повітря-вода», що встановлений на верхньому технічному поверсі. Основне джерело тепла для системи опалення – це зовнішнє повітря. Тепловий насос встановлено під покрівлю будинку в технічному приміщенні. Для більш надійної роботи теплового насоса було передбачене використання додаткового джерела тепла – витяжного повітря. Принципова схема системи опалення, вентиляції та кондиціонування повітря будинку представлена на Рис.2.

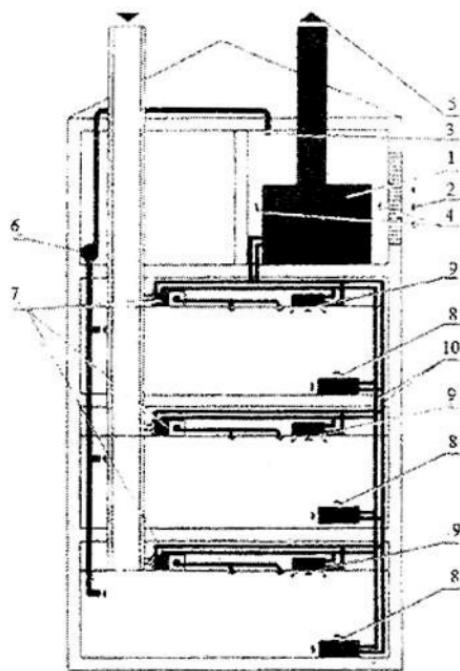


Рис. 2. Принципова схема системи опалення, вентиляції та кондиціонування повітря:

- 1 – тепловий насос «повітря-вода»; 2 – зовнішнє повітря; 3 – витяжне повітря; 4 – змішане повітря; 5 – викиди відпрацьованого повітря; 6 – витяжний вентилятор; 7 – приплівна установка; 8 – неавтономний кондиціонер касетного типу; 9 – неавтономний кондиціонер підлоговий; 10 - трубопроводи тепло- і холодопостачання.

Приміщення обігриваються неавтономними кондиціонерами. У приміщеннях великого об'єму встановлені стельові кондиціонери касетного типу, а в інших кімнатах стоять підлогові кондиціонери. На випадок дуже сильних морозів в кожному кімнатному кондиціонері є теплоселектронагрівачі. У літній час система забезпечує кондиціонування приміщень.

Енергетичні показники роботи теплового насоса наведені на рис.3 і рис.4.

Застосування теплонасосного опалення є доцільнішим, тому що воно є дешевше, ніж теплопостачання від місцевої котельні і від теплової мережі по капітальним затратам і потребує менше палива.

Експлуатація системи кондиціонування демонструє її ефективність і високий рівень комфорту.

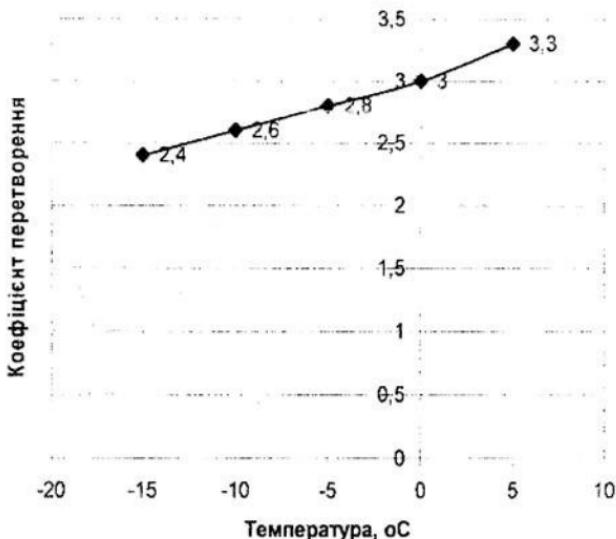


Рис. 3. Залежність коефіцієнта перетворення ТН від зовнішньої температури

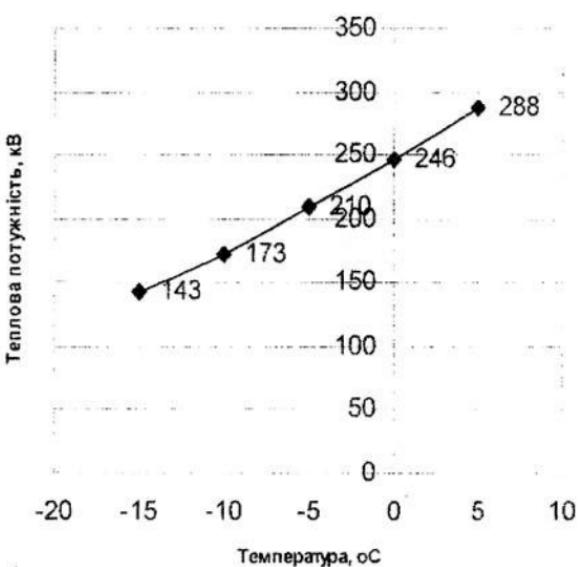


Рис. 4. Залежність теплової потужності від зовнішньої температури

Наступний об'єкт аналізу – будівля пансіонату "Дружба" в м. Ялті [5]. Цей проект був реалізований з використання низкопотенційної теплоти Чорного моря для опалення пансіонату. Відомо, що температура морської води в зимовий час у берегів Ялти складає +(8 ... 9)°С. Для перетворення низької потенціалу морської води і доведення теплоносія до температур, придатних для опалювальної системи пансіонату, були використані серійні фреонові водоохолоджувальні холодильні установки, переведені в теплонасосний режим з доведенням температури конденсації до +70°C. Теплова енергія від конденсаторів використовувалася в системах теплозабезпечення пансіонату для опалення будинку, а також для нагріву води системи ГВП і нагрівання морської води лікувально-плавального басейну.

У літній час у випарники замість морської води подавалася пресна вода з баків - акумуляторів і використовувалася як теплоносія при температурі +10°C в системі кондиціонування повітря в пансіонаті, а в конденсаторах нагрівалася гаряча вода до температури +55°C для системи гарячого водопостачання.

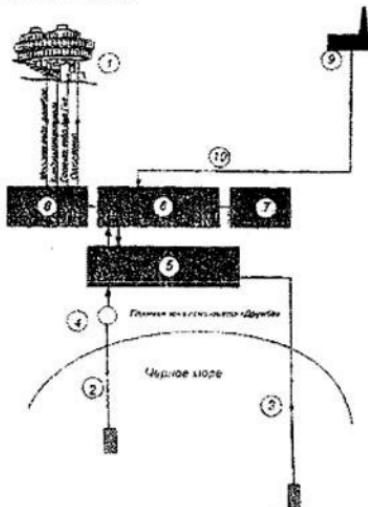


Рис. 5. Структурна схема і план розташування енергетичної споруди пансіонату «Дружба»

- 1 – будівля пансіонату "Дружба"; 2 – глибоководний морводозабір;
- 3 – глибоководний морводовипуск; 4 – водонприймальний колодязь;
- 5 – насосно-фільтрувальна станція; 6 – теплонасосна станція;
- 7 – трансформаторна підстанція; 8 – бачно-акумуляторне відділення;
- 9 – резервна паливна котельня; 10 – теплоінтраса котельні

Коефіцієнт перетворення ТНУ рівний 3,5 ... 4, що дозволило щорічно заощаджувати до 700 т умовного палива в порівнянні з котельнею на рідкому паливі.

Висновки

Як видно з наведених прикладів застосування теплових насосів дозволяє зменшити витрати палива на одиницю виробленої теплоти в порівнянні з котельнями від 20-50%.

Перераховані переваги застосування ТН ще не означають повну заміну ними традиційних способів виробництва тепла для об'єктів комунальної енергетики. Важливим є визначення джерела тепла теплового насосу за рахунок детального аналізу наявних джерел і вибору оптимального для конкретного випадку. В кожному випадку на основі техніко-економічних розрахунків потрібно визначити доцільність впровадження і термін окупності конкретного типу ТНУ в якості джерела теплоти для конкретного споживача. Не професійних підхід до вибору теплонасосного обладнання може привести до неефективної роботи установки та великих термінів окупності цього обладнання.

При розробці системи необхідно аналізувати об'єкт як єдине ціле. Необхідно враховувати особливість забудови - її енергозабезпеченість, технічні умови на підключення до місцевих джерел енергопостачання та місцеві тарифи, а також кліматичні особливості. Як правило, в об'єкті повинні бути застосовані всі можливі традиційні методи енергозбереження - енергозберігаюча архітектура, високоефективні огорожі і т. п.

Список літератури

1. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы. - М: Энергоиздат, 1982. - 217 с.
2. Попов А.В. Новейшие возможности использования тепловых насосов // Промышленная энергетика, 2010. №4, С.46-50
3. Мацевитый Ю.М., Остапчук В.Н., Богданович Л.С., Клепанда А.С. Альтернативная система теплоснабжения на базе теплового насоса с грунтовым теплообменником // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит, 2007. №8, С. 9-17.
4. Гершкович В.Ф. Опыт применения в Киеве теплового насоса «воздух – вода» для отопления офисного здания // Новости теплоснабжения, 2001, №11, С. 38-41.
5. Курдюмова К.А., Кураненко А.П. Внедрение энергосберегающей технологии использования низкопотенциальной теплоты Черного моря для отопления пансионата «Дружба» в г. Ялта // Пром. теплотехника, 2006. Т.28, №2, С.119-124.
6. Снежкин Ю.Ф., Шаврин В.С., Чалаев Д.М., Шапарь Р.А. Применение теплонасосных технологий в энергетике // Экотехнологии и ресурсосбережение, 2008, №3.

І.Е. Фуртат, канд. техн. наук, доцент,
НТУУ «Київський політехнічний інститут»
О.В. Губенко, магістрант,
НТУУ «Київський політехнічний інститут»

ОТРИМАННЯ БІОГАЗУ В РЕЗУЛЬТАТИ МЕТАНОГЕНЕЗУ

В сучасному світі з кожним роком все актуальніше постає питання використання відновлюваних джерел енергії. Окрім негативного впливу на стан навколошнього середовища при видобутку і спалюванні, традиційні енергоносії з кожним роком дорожчають. До того ж нафта, природний газ та вугілля відносяться до невідновлюваних джерел, а тому згодом проблема пошуку альтернативних енергоносіїв ставатиме все актуальніше. Прикладом такого джерела є біомаса, з якої отримують біогаз.

Біогаз є продуктом обміну речовин бактерій і утворюється внаслідок розкладання ними органічного субстрату.

Здатністю утворювати метан володіють близько 50 видів з 17 родів, всі з яких відносяться до археї. Традиційно їх розглядають як групу метаноутворюючих бактерій, однак, вона дуже неоднорідна. У IX визначнику бактерій Берджі виділено три порядки метаногенів: Methanobacteriales, Methanococcales і Methanomicrobiales. Всі метаногени - строгі анаероби, зростання деяких з них повністю пригнічується при появі у газовій фазі 0,004% кисню, перші виділені в чистій культурі види росли при окислювально-відновному потенціалі середовища менше -300 мВ. Більшість з них мезофіли і мають оптимум зростання в області 30-40 °С, всі мають оптимум pH при 6,5-7,5, серед них є також галофіли.

Процес розкладання можна розділити на 4 етапи в кожному з яких участь беруть багато різних груп бактерій:



На першому етапі аеробні бактерії перебудовують багатомолекулярні органічні субстанції (білок, вуглеводи, жири, целюлозу) за допомогою ензимів на низькомолекулярні сполуки, такі як цукор, амінокислоти, жирні кислоти і воду. Ензими, виділені гідролізними бактеріями, прикріплюються до зовнішньої стінки бактерій (так звані екзоферменти) і при цьому розщеплюють органічні складові субстрату на малі водорозчинні молекули. Полімери (багатомолекулярні утворення) перетворюються на одномери (окрім молекули). Цей процес, що отримав назву гідроліз, має повільний плин і залежить від позаклітинних ензимів як наприклад целюлоза, амілази, протеази і ліпази. На процес впливає рівень pH (4,5-6) і час перебування в резервуарі.

Далі розщепленням займаються кислотоутворюючі бактерії. Окремі молекули проникають в клітини бактерій, де вони продовжують розкладатися. У цьому процесі частково беруть участь анаеробні бактерії, що вживають залишки кисню і утворюють тим самим необхідні для метанових бактерій анаеробні умови. При рівні pH 6-7,5 виробляються в першу чергу нестійкі жирні кислоти (карбонові кислоти - оцтова, мурашина, масляна, пропіонова кислоти), низькомолекулярні алкоголя - етанол і гази - двоокис вуглецю, вуглець, сірководень і аміак. Цей етап називають фазою окислення (рівень pH знижується).

Після цього кислотоутворюючі бактерії з органічних кислот створюють вихідні продукти для утворення метану, а саме: оцтову кислоту, двоокис вуглецю і вуглець. Такі бактерії, що знижують кількість вуглецю, є дуже чутливими до температури.

На останньому етапі утворюється метан, двоокис вуглецю і вода в вологих межах як продукт життєдіяльності метанових бактерій з оцтової та мурашиної кислоти, вуглецю і водню. 90% всього метану виробляється на цьому етапі, 70% походить з оцтової кислоти. Таким чином, утворення оцтової кислоти (гобто 3 етап розщеплення) є фактором, що визначає швидкість утворення метану. Метанові бактерії виключно анаеробні. Оптимальний рівень pH становить 7.

Розщеплення органіки на окремі складові і перетворення в метан може проходити лише у вологому середовищі, оскільки бактерії можуть переробляти лише речовини в розчиненому вигляді. Таким чином, для бродіння твердих субстратів (помилково іноді зване сухим бродінням) існує потреба у воді.

У процесі розщеплення продукти перетравлення (обміну речовин) кожної групи бактерій виступають поживними речовинами для наступної групи бактерій. Пофазно розщеплення органіки відбувається не з однаковою швидкістю. Різні групи бактерій працюють з різною швидкістю. У той час як аеробні бактерії при достатньому харчуванні подвоюють свою масу протягом 20 хв. - 10 годин (час генерації), анаеробні бактерії істотно повільніше. Фаза утворення оцтової кислоти

проходить найбільш повільно. Бактеріям необхідно багато днів для розщеплення поживних речовин і подвоєння своєї маси. Серед метанових бактерій також є кілька повільних видів, в першу чергу чисті культури вимагають для цього 3-5 днів. Всі інші розщеплюють оцтову кислоту на метан на протязі від лекількох годин до трьох днів.

У світі значного розповсюдження набули біогазові енергетичні установи, які працюють в сільськогосподарському та комунальному виробництві. Однією з країн Європи, де масово використовується біогаз, є Данія. Основою його виробництва тут є тваринницькі комплекси, на яких в такий спосіб вирішена проблема власного енергопостачання та переробки гнійних стоків і інших органічних відходів. Місцеві біогазові установки мають значну ефективність і з 1м³ реактора за добу отримують до 4,5 м³ біогазу. В той же час на фермерських установках, де використовується тільки навоз, вихід біогазу становить близько 1,5 м³ біогазу.

В Німеччині популярності набули біогазові установки, що працюють в комплексі з установкою по очищенню біогазу від домішок до якості природного газу. Такі установки під'єднані до газопроводу і живлять мережу газом. Наприклад, в місті Айтерхофен така установка віддає в мережу близько 8 млн. м³ газу на рік. Зауважуючи, що вартість м³ газу в Німеччині становить 80 центів, це 6,4 млн. євро на рік.

В Україні першу сучасну біогазову установку було змонтовано на свинокомплексі фірми «АгроОвен» у с. Єленівка Дніпропетровської області у грудні 2003 року. На фермі утримують 14000 свиней. Щодоби на ній обробляється 80т. навозу, з якого отримують близько 33000 м³ біогазу. Ця установка складається з двох метатенків по 1000м³, двох когенераційних установок потужністю 80 та 160 кВт, системи зневоднення збродженого гною. У метатенках підтримують мезофільний процес зародження при температурі 32-34 С, який триває 25 днів. Утворений біогаз збирається куполоподібними пластиковими газольдерами, розташованими над метатенками. Перед подачею в газовий поршневий двигун біогаз осушують. Теплота від системи охолодження когенераційної установки подається на нагрів маси в метатенках. Збродженну масу використовують як високоякісні добрива. Застосування БЕУ на цій свинофермі дозволяє знизити на 413т викиди метану в атмосферу, або 652 т/рік CO₂ його еквівалента, що значно знижує парниковий ефект.

Також популярності набувають індивідуальні біогазові установки, що вирішують перш за все проблему утилізації органічних відходів. Наприклад, в приватному господарстві, що має одну-две корови, 10 овець, 2-3 свині, 30-50 курей і качок щодня накопичується до 100 кг гною. Особливої популярності індивідуальні біогазові установки набули в Індії (більше 2 млн. установок) і Китаї (близько 7 млн.). Цьому сприяло використання місцевих дешевих матеріалів, активна навчальна політика у сфері санітарії і гігієни навколишнього середовища.

Одну з перших індивідуальних біогазових установок в Україні на початку 90х років виготовив Джумарчук М.І. в с. Ковалівка Коломийського району Івано-Франківської області. Вона розташована біля звичайного приміщення, де утримуються домашні тварини. Ця установка являє собою підземний бетонний резервуар у формі куба, до якого по трубі поступає навоз із тваринницького приміщення і туалету. Установка обладнана мішалкою та підігрівом. Біогаз закачується в ресивер, а далі по газопроводу поступає до газової плитки і водогрійного котла.

Висновки

Використання біогазу є реальною альтернативою традиційним енергетичним ресурсам. Тому вивчення питання його утворення і застосування є актуальним в сучасних умовах.

Біогаз набуває все більшого значення з багатьох причин, дві головні з яких: 1) використовуючи біогаз можна не тільки зекономити кошти, а і отримати додатковий прибуток на «сільськогосподарській енергії»; 2) все більш важливими стають «побічні продукти» біогазової технології – зменшення емісії неприємних запахів від рідкого і твердого гною, зменшення втрат живильних речовин (економія на мінеральних добривах), зменшення агресивного впливу на рослини при використанні гною після біогазової установки тощо.

На сьогоднішній день існує багато схем установок як для індивідуального так і для промислового застосування. З огляду наявних ресурсів і їх кількості слід робити висновків щодо типу і розмірів установки.

Список літератури

1. Щербина О.М. Енергія для всіх. – Ужгород, Вид-во Валерія Падяка 2007. – 340 с.
2. <http://zorgbiogas.ru/biblioteka/kniga-o-biogaze>
3. Komplettanleiter von Biogastechnologien. Viessmann Group. Schmack. 2011

Надійшла до редакції

2.11.11 р.

О.Ф. Редько, д-р техн. наук, професор.

В.С. Бугай, мол. наук. співроб., асистент.

А.О. Редько, д-р техн. наук, доцент.

Харківський національний університет будівництва та архітектури

МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ВІД ГІБРИДНОЇ ПАЛИВНО-ГЕОТЕРМАЛЬНОЇ ТЕПЛОВОЇ СТАНЦІЇ

При створенні геотермальних циркуляційних систем (ГЦС) тепlopостачання відстань між видобувною та нагнітальною свердловинами приймається із умови забезпечення постійної температури геотермального теплоносія на виході з видобувної свердловини протягом розрахункового періоду експлуатації. Враховуючи нестационарність тепломасообмінних процесів в ГЦС, температура геотермальної рідини може змінюватися протягом розрахункового періоду експлуатації, як правило, знижуватися [1, 2]. При виконанні техніко-економічних розрахунків, проектуванні систем геотермального тепlopостачання температуру геотермального теплоносія на усті видобувної свердловини умовно приймають постійною [3 – 5].

Сталість температури геотермального теплоносія обумовлює складність регулювання відпуску теплоти споживачам. Для забезпечення споживача розрахунковою кількістю теплової енергії виникає необхідність регулювання витрати геотермальної рідини [3, 4]. У зарубіжній та вітчизняній практиці добову нерівномірність споживання теплової енергії компенсують встановленням баків-акумуляторів, використання яких характеризується наступними недоліками: додаткові капіталовкладення в систему, експлуатаційні витрати, втрати теплоти. Для регулювання витрати геотермального теплоносія з видобувної свердловини можуть застосовуватися регулятори витрати.

При температурі геотермального теплоносія нижчій, ніж необхідна в системі тепlopостачання за температурним графіком, або при дебіті, що не забезпечує розрахункової теплової потужності, застосовуються пікові догрівачі (котли, електронагрівачі та інші теплогенератори).

Отже, регулювання відпуску теплоти в системах геотермального тепlopостачання – складна задача, що потребує розв'язку на стадії проектування, врахування особливостей як геотермального джерела, так і теплового споживача.

Для більшості теплоенергетичних вод України характерний невисокий температурний потенціал, що є нижчим, ніж вимагається нормами для систем тепlopостачання, але достатнім для використання.

Тому для забезпечення споживача якісним теплоносієм виникає необхідність у встановленні пікового дogrівача.

На рис.1 наведена схема гібридної паливно-геотермальної теплової станції, що забезпечує теплою енергією системи опалення та гарячого водопостачання та включає піковий дogrівач – теплогенераторну установку, працючу на природному газі.

Для даної системи прийнято, що теплове навантаження системи гарячого водопостачання Q_{zen} повністю покривається геотермальною енергією, а системи опалення Q_o – від двох джерел теплової енергії. Періоди роботи геотермального джерела та теплогенеруючої установки на систему опалення, як окремо, так і сумісно, визначаються прийнятым температурним графіком, тепловою потужністю системи опалення, дебітом та температурою геотермальної рідини на усті видобувної свердловини, кліматичними умовами району будівництва.

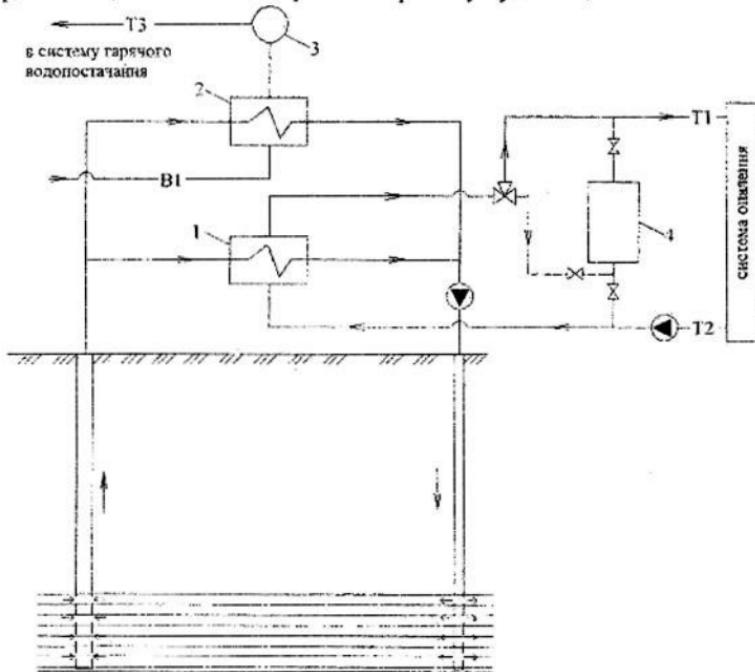


Рис. 1. Схема гібридної паливно-геотермальної теплової станції:
 1 – теплообмінник системи опалення; 2 – теплообмінник системи гарячого водопостачання; 3 – бак-акумулятор системи гарячого водопостачання;
 4 – теплогенеруюча установка

Необхідно відзначити, що регулювання відпуску теплоти безпосередньо від геотермального теплоносія до теплоносія системи опалення чи гарячого водопостачання може бути тільки кількісним.

Потреба у геотермальній рідині для системи опалення при прийнятих протиточній схемі руху теплоносіїв у теплообміннику та мінімально допустимій різниці температур 10°C між гріючим (геотермальним) та нагрівним (теплоносій у зворотному трубопроводі системи теплопостачання) теплоносіями визначатиметься наступними рівняннями:

$$G_{e.o.}(t) = \frac{Q_o(t) \cdot 10^3}{c \cdot (t_e - t_{e.o.}(t))}, \quad (1)$$

якщо $t_e(t) < t_e' - 10$; відповідно покриття теплового навантаження системи опалення забезпечується виключно геотермальною енергією;

$$G_{e.u.}(t) = \frac{Q_{o\max} \cdot (t_e' - 10 - \tau_2(t)) \cdot 10^3}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2) \cdot (t_e' - t_{e.u.}(t))}, \quad (2)$$

якщо $t_e(t) \geq t_e' - 10$, $\tau_2(t) < t_e' - 10$; відповідно покриття навантаження системи опалення забезпечується сумісною роботою ГЦС та теплогенеруючої установки;

$$G_{e.u.}(t) = 0, \quad (3)$$

якщо $\tau_2(t) \geq t_e' - 10$; відповідно покриття теплового навантаження системи опалення забезпечується виключно теплогенеруючою установкою.

В формулах (1-3) прийняті наступні умовні позначення: t_e – температура зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$; t_e' – температура геотермального теплоносія на усті видобувної свердловини, $^{\circ}\text{C}$; $t_{e.o.}(t)$ – температура геотермального теплоносія після теплообмінника системи опалення, $^{\circ}\text{C}$; τ_1, τ_2 – максимальна температура теплоносія системи опалення відповідно в подавальному та зворотному трубопроводах згідно температурного графіка, $^{\circ}\text{C}$; $\tau_1(t), \tau_2(t)$ – температура теплоносія системи опалення відповідно в подавальному та зворотному трубопроводах в залежності від температури зовнішнього повітря; $G_{e.u.}(t)$ – витрата геотермального теплоносія, kg/s ; $Q_{o\max}$ – максимальна теплова потужність системи опалення, MBt .

За тепловими балансами теплообмінників систем гарячого водопостачання та опалення, а також за формулами (1-3) можливо спрощувати режими відпуску теплоти гібридної паливно-геотермальної теплової станції (рис. 1) при різних варіантах температурного графіка системи опалення, теплових потужностях системи теплопостачання.

Для прикладу виконано дослідження режимів відпуску теплої гібридної паливно-геотермальної теплової станції максимальною тепловою потужністю 1 МВт (теплове навантаження системи опалення 0,75 МВт, теплове навантаження системи гарячого водопостачання 0,25 МВт, район будівництва – м. Джанкой АР Крим, температура геотермальної рідини на усті видобувної свердловини 64 °C). Розглянуто два варіанти системи опалення при температурних графіках 90/70 °C та 70/50 °C. За наведеною методикою побудовані графічні залежності зміни витрати геотермального теплоносія для потреб опалення та потужності теплогенеруючої установки (котла газового) від температури зовнішнього повітря (рис. 2, 3).

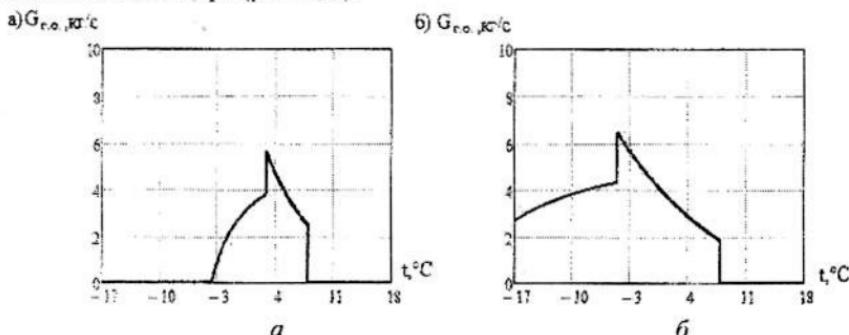


Рис. 2. Графіки зміни витрати геотермального теплоносія для забезпечення повного чи часткового покриття теплового навантаження системи опалення в залежності від температури зовнішнього повітря:

а - при температурному графіку 90/70 °C;
б - при температурному графіку 70/50 °C

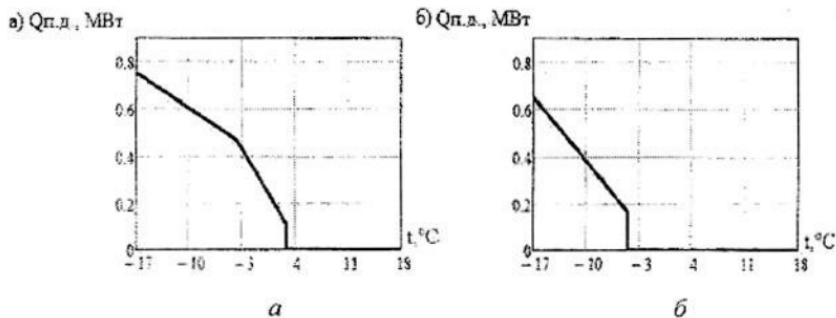


Рис. 3 – Графіки зміни теплової потужності пікового діоргівача гібридної паливно-геотермальної теплової станції для покриття теплового навантаження системи опалення в залежності від температури зовнішнього повітря:

а - при температурному графіку 90/70 °C;
б - при температурному графіку 70/50 °C

Висновки

За аналізом графіків встановлено, що при температурному графіку 70/50 °C включення пікового дogrівача потрібне при температурі -5°C (необхідна максимальна теплова потужність теплогенератора 648 кВт), тоді як при температурному графіку 90/70 °C – при температурі +2°C (необхідна максимальна теплова потужність теплогенератора 750 кВт). При температурному графіку 70/50 °C використання геотермального теплоносія на потреби опалення відбувається протягом всього опалювальної періоду, а при температурному графіку 90/70 °C температурного потенціалу геотермального теплоносія недостатньо, щоб забезпечити параметри теплоносія системи опалення згідно температурного графіка, тому при температурах зовнішнього повітря -4 °C та нижче покриття теплового навантаження забезпечується тільки піковим дogrівачем.

Отже, дана методика може використовуватися для прогнозування режимів відпуску теплоти гібридної паливно-геотермальної теплової станції, що є основною для визначення техніко-економічних показників роботи станції, порівняльного аналізу роботи декількох варіантів станції, наприклад, при різних температурних графіках, температурі геотермального теплоносія на усті вилобувної свердловини, теплових потужностях системи тепlopостачання.

Список літератури

1. Дядькин Ю. Д. Разработка геотермальных месторождений / Ю.Д. Дядькин. – М.: Недра, 1989. – 229 с.: ил.
2. Богуславский Э. И. Добыча и использование тепла Земли / Э.И. Богуславский, В.Ж. Арене, Ю.Д. Дядькин // Физико-химическая геотехнология. – М.: Изд-во МГГУ, 2001. –
3. Геотермальное теплохладоснабжение жилых и общественных зданий и сооружений. Нормы проектирования: ВСН 56-87. – [Действующий от 1988-01-07]. – М.: Стройиздат, 1989. – 72 с. – (Ведомственные строительные нормы).
4. Гаджиев А. Г. Геотермальное теплоснабжение / А.Г. Гаджиев, Ю.И. Султанов, П.Н. Ригер, А.Н. Абдуллаев, А.Ш. Мейланов. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 120 с., ил. – (Б-ка теплотехника).
5. Локшин Б. А. Использование геотермальных вод для теплоснабжения / Б.А. Локшин – М.: Стройиздат, 1974. – 152 с.

УДК 697.34

С.В. Широков, канд. техн. наук, професор,

В.В. Бегун, канд. техн. наук, доцент.

НТУУ Київський політехнічний інститут

ПЕРСПЕКТИВЫ АТОМНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ УКРАИНЫ

Исполнилось 25 лет с тех пор, как 26 апреля 1986 года на четвертом энергоблоке ЧАЭС была полностью разрушена активная зона реактора и повреждено большинство несущих конструкций реакторной части. Из общего количества активности реактора $\sim 10^9$ Кү выброшено:

на площадку АЭС (0,3-0,5)%,

в 20 км зону АЭС (1,5-2,0)%,

за 20 км зону АЭС (1,0-1,5)%.

Всего за шесть месяцев ценой героических усилий проектантов и строителей построен объект «Укрытие» над реактором, аналогов которому не знала мировая практика. Людей спасли от мощного облучения, однако до сих пор наиболее тяжелым наследием трагедии остаются разрушенные элементы реактора, остатки топлива и радиоактивные отходы (РАО), содержащиеся в объекте. Сейчас начато строительства нового объекта над первым, но работы тормозятся из-за отсутствия средств.

Станцию остановили, хотя она сама могла зарабатывать деньги на объект «Укрытие» и на решение вопросов снятия станции с эксплуатации. Работники ЧАЭС до последней минуты не верили, что станцию остановят, ведь модернизированный третий блок ежегодно производил электроэнергии на сумму 300 млн. долларов, но политика, прежде всего.

Вопросы политики встают и сейчас, после беспрецедентной аварии на Японской станции Фукусима-1. Станция выдержала землетрясение в 9 баллов, хотя рассчитана только на 7. Пошли снова нападки на атомную энергетику, снова пошли в ход козыри альтернативных источников энергии.

Недавно в программе «Большая политика» снова встал вопрос – «Почему была построена ЧАЭС?». В Европейской части бывшего СССР находилось 60% промышленного потенциала страны и только 40% топливных ресурсов, а за Уралом наоборот – только 40% промышленного потенциала и 60% топливных ресурсов. Когда разрабатывалась программа развития энергетики Украины до 2005 г., стоял вопрос, если развивать ее на угле, то необходимо было построить 7 линий железных дорог за Урал. Это просто не реально.

Один очень известный украинский политик заявил, что реакторы РБМК на ЧАЭС построены для производства оружейного плутония

(^{239}Pu). Это вообще абсурд. Наработка ^{239}Pu идет во всех реакторах, если в топливе есть ^{238}U . В бывшем СССР, а сейчас в России есть специальные (промышленные) реакторы с более технологичным и более экономичным производством ^{239}Pu . К сожалению, у нас часто технические и технологические вопросы политизируются ради собственных политических амбиций.

В настоящее время на планете ежегодно потребляется $\sim 3 \cdot 10^{14}$ кВтч энергетических ресурсов [1]. Как можно покрыть эти потребности?

Энергия ветра, воли, приливы воды – этим энергоресурсом можно покрыть только $\sim 12 \cdot 10^{12}$ кВтч, или четверть процента потребности. Некоторые из «зеленых» полагают, что мы настроим ветряков, будем получать электроэнергию, а землю будем использовать для сельского хозяйства. Это все не так. На этой земле ничего расти не будет, скот пастись тоже не будет. При этом мы все будем заниматься только производством ветровых установок и их обслуживанием, а кто будет кормить нас?

Биомасса – потребуются плодородные земли площадью $\sim 13 \cdot 10^6$ км² (10% суши). Можно ли это себе позволить?

Солнечная энергия, если будем производить ~ 300 кВт/м²·год, потребуется территория $\sim 3 \cdot 10^5$ км². Солнечная электростанция, построенная в Крыму, за все время своего существования не выработает столько электроэнергии, сколько электроэнергии потрачено на изготовление ее оборудования. Отметим также, что производство фотодиодов относится к «грязным» технологическим процессам. Сложность и экзотичность альтернативной энергетики отражается ее тарифами, (см. табл.1 [2]).

Таблица 1.

Тариф на электроэнергию по видам топлива, коп/кВтч (апрель 2011 г.)

Ветровые	127,11
Биомасса	139,21
Солнечные	522,94
Малые ГЭС	87,16
АЭС	18,2
ТЭС	примерно в 2 раза больше АЭС

Тариф на электроэнергию ТЭС приведен в табл. I без учета доплат за выбросы углекислого газа, по причине неполного использования Украиной допустимых квот выбросов в соответствии с Киотским протоколом. Кроме того, ТЭС мощностью 1 млн. кВт на угле за 1 год выбрасывает в атмосферу (годовые выбросы) [1]:

- 7 млн. т углекислого газа (19 тыс. т в сутки);
- 50-100 тыс. т окислов серы;
- 25 тыс. т окислов азота;

- 20 тыс. т твердых частиц;
- 400 т токсичных материалов
- ~1 млн.т золы и шлаков.

В Украине под золоотвалы занята территория ~3,5 тыс. га. Другие технико-экономические показатели тепловой энергетики в сравнении с новыми технологиями ядерной энергетики также значительно отстают. Можно сказать, что это технологии двух прошлых столетий. Новые знания рождают новые технологии, которые мы (Украина) обязаны осваивать, чтобы не отставать от развивающегося общества.

Да, в Украине много угля, но какой ценой он нам обходится? Каждый 1 млн. т добываемого угля, по статистике последних 12 лет сопровождается гибелью 2,6 человек. Это в 100 раз больше, чем в Польше, из-за более сложных и глубоких пластов залегания и по организационным причинам. Но даже по общемировой статистике уголь самый опасный. Международное энергетическое агентство (МЭА) в 2002 году сравнило жизненные циклы каждого вида топлива от добычи до использования отходов, и учла смертность в результате аварий, а также длительного воздействия выбросов и радиации. Оказалось, что лучше атома ничего нет, а уголь – самый смертоносный. И по оценкам бостонской организации Clean Air Task Force, мелкие частицы, выбрасываемые угольными электростанциями, только в США убивают 13 200 человек в год (легочные заболевания). При этом не учитывается добыча, транспортировка и прочие операции с углем, загрязняющие атмосферу и лёгкие.

Напротив, Международное агентство по атомной энергии и Научный комитет ООН по действию атомной радиации считают, что от различных форм рака в результате Чернобыльской аварии 1986 года скончались и ещё скончаются «всего» 9 тыс. человек. Статистика показывает, что катастрофы на АЭС не являются ведущей причиной смертей. При нормальной работе, облучение от АЭС в 100 раз меньше природных источников радиации. За счет радиоактивных изотопов, содержащихся в угле, облучение от ТЭС в 2-30 раз больше АЭС. ТЭС выбрасывает ^{226}Ra , ^{210}Po , ^{210}Pb и другие радиоактивные изотопы. От ядерной энергетики гибнет гораздо меньше людей, чем от других источников энергии, утверждают эксперты. Даже в автомобильном транспорте и в бытовых несчастных случаях, людей гибнет больше.

Итак, можно утверждать, что атомной энергетике на сегодня альтернативы нет. Правда, наши «умельцы» уже научились производить молочные продукты без молока, колбасу – без мяса, может, получится и производство электроэнергии без топлива.

Мы отстаем в производстве электроэнергии на душу населения от развитых стран более, чем в два раза, а от лидеров – в пять раз [3]. С другой стороны, показатель энергоемкости единицы национального продукта превышает в 4-6 раз мировые. К сожалению, это не так просто

сделать при нашем экономическом положении, но этим надо заниматься. Реально задача сводится к замене старого энергоемкого оборудования образца середины прошлого века на современное. Ясно, что требуются огромные материальные ресурсы, инвестиции. Но нельзя говорить, что в этом случае нам хватит энергии, необходимо стремиться к лидирующим экономикам, подняться по уровню потребления энергии на уровень граждан развитых стран, потому и надо развивать современные безопасные технологии производства электроэнергии из ядерного топлива. Эти технологии 21 века, в сравнении со второй половиной прошлого столетия, претерпели существенные изменения в пользу безопасности. Рассмотрим некоторые (главные) из них [4].

Основополагающий принцип сохранения целостности 4-х барьеров безопасностиложен в основу концепции безопасности всех ядерных реакторных установок (РУ), рис 1 [5].

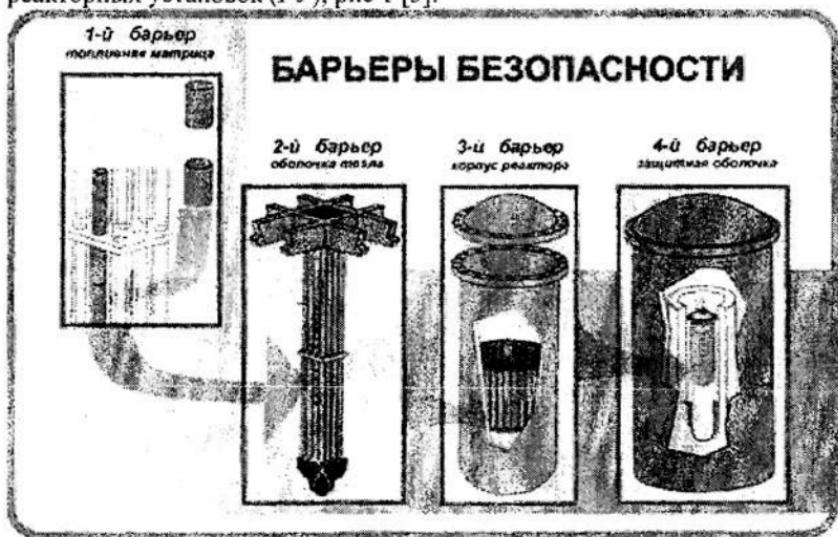


Рис. 1. Барьеры безопасности РУ

Изменения концепции безопасности в России и других странах производителях РУ происходило на основе работ ученых всех стран, обобщалось в форме международных документов по безопасности МАГАТЭ [6], которые впоследствии легли в основу национальных законов и стандартов. Таким образом, достижения ядерной и радиационной безопасности становятся международным достоянием, а безопасность ядерных установок контролируется международными организациями, кроме своих эксплуатирующих (НАЭК «Энергоатом» в Украине) и инспектирующих организаций. Основные изменения концепций безопасности, которые привели к улучшению конструкций РУ, представлены в таблице 2.

Таблица 2

Изменения концепций безопасности РУ

Изменения концепции безопасности		
№ п/п	Старая концепция безопасности	Новая концепция безопасности
1	Глубина рассмотрения вероятных аварий – проектные аварии и постулированные исходные события	Рассмотрение проектных аварий с возможным тяжелым повреждением активной зоны вплоть до ее полного расплавления.
2	Число учитываемых отказов в процессе развития проектных аварий ограничено принципом единичного отказа.	При рассмотрении проектных аварий снимается ограничение принципа единичного отказа.
3	Использование систем безопасности для преодоления тяжелых аварий (зависимость от источников энергопитания).	Применение пассивных систем охлаждения топлива (СПОТ), работа которых основана на принципах естественной циркуляции.
4	Конструкции РУ рассчитывались на наиболее вероятные внешние воздействия природного и техногенного характера.	Конструкции РУ рассчитывается на максимальные внешние воздействия природного и техногенного характера, включая терроризм.
5	Защитная оболочка (контеймент) препятствует выходу радиоактивности наружу в случаях разгерметизации РУ.	Двойная защитная оболочка выдерживает максимальные внешние воздействия, в том числе падение тяжелого самолета.
6	Радиус санитарной зоны – 3 км, радиус зоны послеаварийных мероприятий – 25 км.	Радиус санитарной зоны – 0,8 км, радиус зоны послеаварийных мероприятий – 3 км.

Как видим из таблицы, внедрение новой концепции безопасности настолько улучшило характеристики безопасности реакторов, что можно утверждать о начале нового поколения РУ.

Некоторые новые принципы безопасности иллюстрируются на рис.2 – рис.4.



Рис.2. Устройство локализации расплава на Таньванской АЭС с ВВЭР-1000

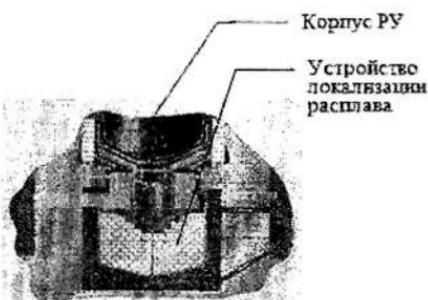


Рис.3. Устройство локализации расплава

Устройства локализации расплава (УЛР) обеспечивает гарантированное управление безопасностью даже в случае маловероятных аварий с расплавлением активной зоны реактора. Впервые в мировой практике УЛР сооружены на атомных станциях: Таньванской АЭС в Китае, на строящейся АЭС Кундакулам в Индии, второй очереди Ленинградской АЭС в России [5]. Поскольку у нас в ближайшее время планируются к постройке современные блоки ВВЭР, рассмотрим изменения их конструкций.



Рис. 4. Защита от внешних воздействий – проект АЭС 2006 (Россия)

Эти изменения улучшают не только показатели безопасности, улучшаются и энергетические, конструкционные, экономические, экологические, эргономические характеристики, надежность и долговечность:

1. Повышение тепловой мощности реактора за счет обоснованного снятия консерватизма;
2. Обоснованное сокращение органов регулирования;
3. Увеличение количества поглощающих элементов в кластере системы управления и защиты (СУЗ);
4. Зонирование поглотителя по высоте поглощающих элементов;
5. Внедрение обновленной корпусной стали с повышенной радиационной стойкостью;
6. Модернизация парогенератора (улучшение сепарационных характеристик);
7. Повышение эффективности передачи тепла (реактор – парогенератор – турбогенератор);
8. Модернизация турбогенератора до мощности 1300 МВт (э);
9. Оптимизация алгоритмов управления энергоблока;

Конечно, авария на АЭС Фукусима-1 в Японии, снова после Чернобыля ухудшила ближайшие перспективы ядерной энергетики. Но нет лучшего способа производства энергии, потому после этой аварии разработаны корректирующие мероприятия предупреждающие

возникновение подобного в будущем. Прежде всего, на всех АЭС мира были проведены «стесс-тесты» - проверки на устойчивость работы энергоблоков при максимальных внешних воздействиях. Сделаны еще и следующие выводы из уроков аварии на АЭС Фукусима-1:

1. Персонал должен быть подготовлен к незамедлительным действиям по управлению тяжелыми авариями с использованием внутренних и внешних ресурсов;
2. На каждой АЭС должен быть обеспечен набор необходимых неповреждаемых технических средств, обеспечивающих реализацию мер по управлению тяжелой аварией;
3. Должно быть обеспечено восстановление подачи воды для расхолаживания активной зоны реактора в течение 1,2 часов после полной потери энергоснабжения.

Планы Украины обнародованы в энергетической стратегии развития энергетики до 2030 года [7], и, сверх того мы должны заниматься безопасными реакторами нового поколения. Это реакторы с сверх критическим давлением (СКД), в которых коэффициент полезного действия может достигать 45%, это реакторы на быстрых нейтронах с повышенным коэффициентом воспроизводства и переработкой высокоактивных отходов, реакторы с повышенным коэффициентом установленной мощности. Такое направление мировой науки и технологий ядерной отрасли. Безусловно мы должны заниматься и альтернативной энергетикой, но только как дополнительной – для фермерских хозяйств, обогрева зданий, теплиц и др.

Список літератури

1. Широков С.В. Ядерные энергетические реакторы: Учеб. пособие. – К.: НТТУ «КПІ», 1997. – 280 с.
2. Сайт ГП «Энергорынок», <http://www.er.energo.gov.ua>.
3. Звіт з людського розвитку в Україні. ПРООН, 2008 р.
4. Офіційний сайт Міжнародного агентства по атомній енергії (<http://www.iaea.org/>).
5. Матеріали IV міжнародної науково-практическої конференції «Культура безпекності» ГП НАЭК «Енергоатом» (матеріали докладов руководителей отрасли о текущем состоянии), г. Киев, 11-12 ноября 2008 г.
6. Серія изданий по безопасности МАГАТЭ, №75 - INSAG - 3. Основные принципы безопасности атомных электростанций. МАГАТЭ, Вена, 1989.
7. Енергетична стратегія України на період до 2030 року, затверджена розпорядженням Кабінету Міністрів України від 27 липня 2006 року N 436-р.

ВЕНТИЛЯЦІЯ

УДК 629.113.06:628.

О.Т.Возняк, канд. техн. наук, доцент.
Національний університет «Львівська політехніка»

ПОВІТРОЗРОДЛ У ПУЛЬСУЮЧОМУ РЕЖИМІ

Створити тепловий комфорт у приміщенні – це означає забезпечити в ньому комплекс метеорологічних умов, при якому терморегуляторна система організму знаходиться у стані найменшого напруження, а всі решта фізіологічні функції проходять на рівні, найсприятливішому для організму. Стабільний мікроклімат призводить до «зниженості», результатом якої є схильність до простудних захворювань як взимку, так і влітку.

Дослідження в приміщеннях як громадських, так і промислових будинків свідчать про те, що на тепловідчуття людини сприяливо впливають саме змінні подразники [1]. Змінний режим витікання припливних струмин означає створення динамічного мікроклімату і на терморегуляції організму людини відображається позитивно.

По суті людина піддається дії динамічного мікроклімату, постійно знаходячись у природних умовах, а відтак звикла до нього в постійні коливання температури, рухомості повітря та його вологості. Звідси є очевидною доцільністю періодичного створення динамічного мікроклімату також у закритих приміщеннях, оскільки так звана «повна оптимізація мікроклімату» виключає дію теплових подразників, які змінюються, і створює певну монотонність, яка викликає де тренованість системи терморегуляції. Крім того, стабільність параметрів мікроклімату є причиною скрг на головні болі, підвищено втомлюваність, сонливість [1]. Отже, важливо знати, в яких межах необхідними та допустимими є коливання метеофакторів упродовж дня.

Метою роботи є визначення динамічних параметрів струмини при її витіканні в пульсуючому режимі та створенні динамічного мікроклімату в приміщенні.

Розглянемо пульсуючу подачу повітря в системі кондиціонування повітря струмінною, що розвивається у вільному просторі, і визначимо її параметри. Струмина є осесиметричною, для якої осьова швидкість V_x у розрахунковій точці А з координатою x_A у випадку усталеного руху (частковий випадок пульсуючого режиму) визначається відомою формулою розрахунку осьової швидкості V_x при відомій початковій V_o [3]:

$$V_x = V_o \cdot m \frac{\sqrt{F_o}}{x} \quad (1)$$

При використанні пульсуючої подачі з допомогою відповідного пристрою [2] початкова швидкість V_0 виходу струмини з певного насадка буде коливатись за періодичним законом: тобто буде змінюватись в межах від $V_{0_{\min}}$ до $V_{0_{\max}}$:

$$\bar{V}_0 = \bar{V}_0 + A \cdot \sin \omega t, \quad (2),$$

де \bar{V}_0 - середнє значення V_0 за період коливань, м/с;

A - амплітуда коливань величини V_0 , м/с;

ω - циклічна (колою) частота коливань, с⁻¹;

t - проміжок часу, с.

При цьому величини \bar{V}_0 , A і ω визначаються за такими відомими формулами:

$$\bar{V}_0 = 0,5 \cdot (V_{0_{\max}} + V_{0_{\min}}); \quad (3);$$

$$A = 0,5 \cdot (V_{0_{\max}} - V_{0_{\min}}); \quad (4);$$

$$\omega = \frac{2\pi}{T}, \quad (5),$$

де T – період коливань, с.

Зauważимо, що за початковий момент часу прийнято нейтральне положення заслінки.

Аналогічно запишемо вираз для коливань осьової швидкості V_x з врахуванням $\omega = 2\pi/T$:

$$V_x = \bar{V}_x + B \cdot \sin \left(\frac{2\pi}{T} t - \varphi \right), \quad (6)$$

Оскільки осьова швидкість V_x запізнюються за фазою в порівнянні з V_0 , то початкова фаза φ входить у вираз (6) з від'ємним знаком.

У свою чергу середнє значення осьової швидкості \bar{V}_x та амплітуда її коливань B визначаються аналогічно ((7) і (8)), як і початкові параметри ((3) і (4)):

$$\bar{V}_x = 0,5 \cdot (V_{x_{\max}} + V_{x_{\min}}); \quad (7)$$

$$B = 0,5 \cdot (V_{x_{\max}} - V_{x_{\min}}). \quad (8)$$

На підставі (2); (6) та (1) отримуємо:

$$\bar{V}_x + B \cdot \sin(\omega t - \varphi) = \bar{V}_x + \frac{m\sqrt{F_0}}{x} + A \frac{m\sqrt{F_0}}{x} \cdot \sin \omega t. \quad (9)$$

Оскільки усталений режим є частковим випадком пульсуючої подачі з амплітудами коливань $A = 0$ і $B = 0$, то (9) перетворюється в (10) і є аналогічним (1)

$$\bar{V}_x = \bar{V}_0 \frac{m\sqrt{F_0}}{x}, \quad (10)$$

Враховуючи (9) і (10), отримуємо:

$$B \cdot \sin\left(2\pi \frac{t}{T} - \phi\right) = A \frac{m \sqrt{F_u}}{x} \sin 2\pi \frac{t}{T}, \quad (11),$$

звідки визначаємо амплітуду В:

$$B = A \frac{m \sqrt{F_u}}{x} \cdot \frac{\sin 2\pi t / T}{\sin(2\pi t / T - \phi)}. \quad (12)$$

Експериментальні дослідження проводились на установці, представлений на рис.1., при таких умовах та спрощеннях:

1. Струмини ізотермічні;
 2. Повітровипускний отвір 100x100 мм;
 3. Коефіцієнт затухання швидкості $m = 6,8$;
 4. Початкова швидкість повітря в припливних насадках знаходилася в межах: $V = 5 - 15$ м/с.
- період зміни швидкості при експериментах був постійним: $T_1 = 15$ хв.;
 - витрата повітря при експериментах була в межах: $L = 200 - 500$ м³/год.;

Заміри швидкості руху повітря V здійснювалися термоелектроанемометром testo-405 із використанням координатника із сіткою точок 5 x 5 см.

Результати досліджень наведені на рис.2.

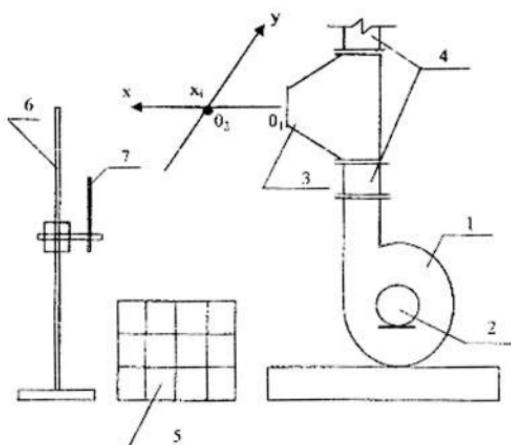


Рис.1. Схема експериментальної установки

1 – відцентровий вентилятор; 2 – електродвигун; 3 – припливний насадок; 4 – повітропровід; 5 – координатник; 6 – штатив; 7 – анемометр testo 405

Зауважимо, що амплітуда В коливань осьової швидкості є змінною в часі, що відповідає умовам динамічного мікроклімату.

Визначасмо початкову фазу ϕ , тобто початковий момент часу для точки т.А. Для цього схематично розглянемо в сукупності залежність

середньої осьової швидкості \bar{V}_x від біжучої координати x ($\bar{V}_x = f_1(x)$) та від часу t ($\bar{V}_x = f_2(t)$) на початковій та основній ділянках розвитку струмини [5].

Час руху t_A елементарного об'єму струмини від насадки до розрахункової точки т.А з координатою x_A буде початковим моментом часу коливання осьової швидкості V_x , який визначається:

$$t_A = \frac{x_A}{V}, \quad (13),$$

а усереднену швидкість V обчислюємо інтегруванням на інтервалах початкової і основної ділянок [5]:

$$V = \frac{\bar{V}_0 x_{\text{пoch}} + \int_{x_{\text{пoch}}}^{x_A} \frac{V_0 m \sqrt{F_0}}{x} dx}{x_A}. \quad (14)$$

В результаті інтегрування отримуємо вираз для усередненої швидкості руху струмини V :

$$V = \frac{\bar{V}_0}{x_A} \left(x_{\text{пoch}} + m \sqrt{F_0} \cdot \ln \frac{x_A}{x_{\text{пoch}}} \right). \quad (15)$$

Отже, з врахуванням (13) і (15) початковий момент часу t_A :

$$t_A = \frac{x_A^2}{\bar{V}_0 \left(x_{\text{пoch}} + m \sqrt{F_0} \cdot \ln \frac{x_A}{x_{\text{пoch}}} \right)}. \quad (16)$$

Величина t_A , яка визначена з (16), є часом запізнення коливань осьової швидкості V_x за фазою, тому початкову фазу ϕ отримуємо з (3) і (16):

$$\phi = - \frac{2\pi \cdot x_A^2}{T \cdot \bar{V}_0 \left(x_{\text{пoch}} + m \sqrt{F_0} \cdot \ln \frac{x_A}{x_{\text{пoch}}} \right)}. \quad (17)$$

Таким чином, визначені всі величини, необхідні для розрахунку змінної в часі осьової швидкості V_x в т.А за формулою (6) як двофакторної залежності $\bar{V}_x = f(x; t)$, а саме: \bar{V}_x - залежність (10), \bar{V}_0 - (3), ϕ - (17), B - (12).

Поряд з цим представляє інтерес енергетична оцінка системи кондиціонування повітря. При цьому слід врахувати, що температура виходу повітряної струмини з насадка t_0 та внутрішня температура t_b теж є змінними в часі.

Кількість холоду Q_x , необхідна для потреб кондиціонування повітря у приміщенні при усталеному режимі:

$$Q_x = V_{0_{\text{max}}} \cdot F \cdot \rho \cdot c (t_b - t_0), \quad (18),$$

де $V_{0_{\text{max}}}$ - відповідно максимальна швидкість виходу повітря в струміні, м/с; його густота, кг/м³ і теплоємність, кДж/(кгК); F - площа повітровипускного отвору, м²; t_b , t_0 - відповідно температури повітря у приміщенні та на виході з повітровипускного отвору, °C.

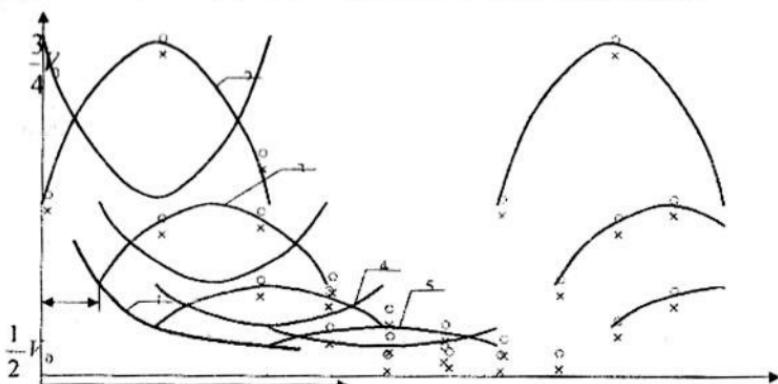


Рис. 2. Результати дослідження:

1 – залежність швидкості від координати при сталому часі;
2, 3, 4, 5 – залежності швидкості від часу при різних координатах

У свою чергу холодопродуктивність системи кондиціонування повітря при пульсуючому режимі:

$$\bar{Q}_x = \bar{V}_0 \cdot F \cdot \rho \cdot c(t_c - t_0), \quad (19),$$

тобто продуктивність системи кондиціонування повітря зменшується в α разів, де $\alpha = \frac{\bar{V}_{0,\text{max}}}{\bar{V}_0}$, тобто $\alpha = 1 + \frac{\Delta}{\bar{V}_0}$.

Висновок

При застосуванні повітророзподілу в пульсуючому режимі можна досягнути економії холоду, яка визначається початковою швидкістю виходу припливної струмини \bar{V}_0 та амплітудою її коливань Δ при умові забезпечення комфорту в приміщенні, а також необхідної терморегуляції організму [4]. Якщо врахувати, що температура виходу повітряної струмини з насадка є змінною в часі $t_c = \text{var}$, то на підставі (18) констатуємо, що має місце економія холоду в β разів, причому $\beta > \alpha$.

Список літератури:

- Губернський Ю.Д., Исмаїлова Д.И. Экономия энергии и топлива при управлении микроклиматом. //Водоснабжение и санитарная техника, 1985, № 3. – с.11-12.
- Возняк О.Т. та ін. Устройство для пульсирующей подачи воздуха в салон транспортного средства. АС № 1382674, БІ № 11, 1988 г.
- Гримайлін М.И. Распределение воздуха в помещениях. – М.: Стройиздат, 1982. – 164 с.
- Бахиди Л. Тепловой микроклимат помещений. – М.: Стройиздат, 1981. – 248.
- Возняк О.Т. Динамічний мікроклімат та енергоощадність. //Вісник Нац. Ун-ту «Львівська політехніка» «Геслоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація», 2010. №460 – с. 150 – 153.

УДК 697.9

М.В. Степанов, канд. техн. наук, доцент,

А.С. Ваколюк, асистент,

М.М. Єсіна, студентка.

Київський національний університет будівництва і архітектури

ПРИРОДНА ВЕНТИЛЯЦІЯ БУДИНКІВ З ЗАСТОСУВАННЯМ ДЕФЛЕКТОРІВ.

Ефективність природної витяжної вентиляції залежить від геометрії системи витяжних каналів та їх розмірів, аеродинамічного опору вентиляційного обладнання (решітки, зонти, регулятори витрати повітря та інше), гравітаційних сил, які спонукають рух повітря в заданому напрямку (різниця температур зовнішнього та внутрішнього повітря), наявність і ефективність дефлекторів. Використанню енергії вітру для інтенсифікації витяжної вентиляції приділяється важлива увага і вже давно і широко застосовується енергія в вентиляційних дефлекторах для ежекції вентиляційного повітря з вентканалів. Це обумовлено тим, що вони досить прості в конструкції, дешеві і надійні в експлуатації. Витяжні системи, обладнані дефлекторами, майже не потребують постійного спостереження і догляду. Дефлектори виготовляються симетричними відносно вертикальної осі і нерухомими. Рухомі дефлектори (такі, що обертаються навколо вертикальної осі) визнані непрактичними, особливо в умовах холодних зим через замерзання і заклинювання шарнірних пристрій.

Вперше фундаментальні дослідження дефлекторів були проведені в ЦАГІ К.А. Ушаковим [1], чим було започатковано обґрунтований підбір дефлекторів в вентиляційній техніці. В той же період досліджували дефлектори Н.А. Архангельський [2], Б.Г. Мусатов [3], С.М. Кореневський [4], В.И. Ханжонков [5].

В основу роботи дефлектора покладено ефект дії енергії вітру, яка створює розрідження на поверхні кулі або тіла циліндричної форми (рис.1), причому, як видно з епюри статичних тисків, на передній частині поверхні тіла в межах $0 \pm 45^\circ$ тиск позитивний, а на решті цієї поверхні — негативний. Різниця статичних тисків на поверхні тіла p , та в повітряному потоці p_n пропорційна динамічному тиску, тобто

$$p_i - p_n = k_i \frac{\rho v_0^2}{2}, \quad (1)$$

де k_i — аеродинамічний коефіцієнт, що характеризує зовнішнє обтікання дефлектора.

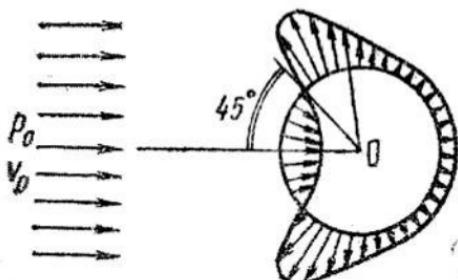


Рис. 1 Епюра статичних тисків на циліндричній поверхні.

При відсутності прямої дії вітру дефлектори не мають переваг перед перед простим вентканалом чи шахтою з зонтом. Тому їх необхідно розміщувати над покрівлею відкритими для впливу вітру і так, щоб вони не знаходились в зоні аеродинамічної тіні.

Взагалі, середня величина розрідження на поверхні тіла, що обтікається потоком, тим більша, чим менш обтічну форму має це тіло. Розрідження, що виникає за тілом, можна розглядати як деякий, постійно підтримуваний вітром запас енергії, який витрачається на подолання опору вентиляційної мережі та на створення кінетичної енергії повітряної струмини, що виходить з каналу. Тому перепад тисків між зоною розрідження і в повітряному потоці можна вважати повним напором Δp_0 . Величина його пропорційна швидкісному (динамічному) напору вітру і визначається за залежністю (1). Якщо прийняти в деякому наближенні що потік повітря на виході з дефлектора V_d не змінює картини зовнішнього обтікання і не виливає на неї, то коефіцієнт K в формулі в формулі (1) можна вважати величиною постійною. Очевидно, що повний напір Δp_0 також не залежить від швидкості потоку повітря, що виходить з дефлектора

З іншого боку повний напір Δp_0 можна розглядати як величину, необхідну для подолання опору руху повітря в вентиляційній мережі (вентканалі) та в дефлекторі, тобто

$$\Delta p_0 \geq (\zeta_m + \zeta_d) \frac{\rho v_d^2}{2}, \quad (2)$$

де ζ_m – коефіцієнт втрат напору в вентканалі до дефлектогра;

ζ_d – коефіцієнт, який враховує втрати напору в дефлекторі;

v_d – швидкість повітря у вхідному патрубку дефлектора.

В розрахунках дефлекторів основними параметрами є коефіцієнт місцевих втрат ζ_d та коефіцієнт тиску (розрідження) C . Тоді втрати тиску в дефлекторі визначаються з рівняння

$$\Delta p_d = \zeta_d \frac{\rho v_d^2}{2}, \quad (3)$$

а додаткове вітрове розрідження, створюване дефлектором, визначається за рівнянням

$$\Delta p_6 = C \frac{\rho v_a^2}{2}, \quad (4)$$

де v_a — швидкість вітру, м/с;

ρ — густина, кг/м³.

Рівняння (2), (3) і (4) характеризують ефективність дефлектора будь-якої конструкції. Його аеродинамічні якості тим кращі, чим більша доля повного напору може бути витрачена на подолання опору вентиляційної мережі та власне дефлектора. Величина повного напору залежить від зовнішньої форми дефлектора тобто від коефіцієнта С та від швидкості вітру, але створюване ним розрідження не повинно залежати від напрямку вітру, що впливає на стабільність його роботи. Крім цього, ефективність роботи дефлектора істотно залежить від втрати напору в самому дефлекторі, що характеризується коефіцієнтом ζ_d . Зменшення опору дефлектора досягається поступовим збільшенням площин поперечного перерізу патрубка дефлектора, що забезпечує плавний і безвідривний рух повітря, зменшення швидкості.

До найбільш відомих і раціональних схем при достатній простоті конструкції можна віднести дефлектор, який дістав назву дефлектор ЦАГИ та дефлектор Григоровича.

Дефлектор ЦАГИ (рис.2а), включає патрубок з дифузором зонтичного типу та циліндр, який і створює на своїй поверхні під дією вітру зону розрідження. На основі аеродинамічних досліджень одержані оптимальні співвідношення його розмірів. Коефіцієнт опору дефлектора ЦАГИ $\zeta_d=0,6$ [6].

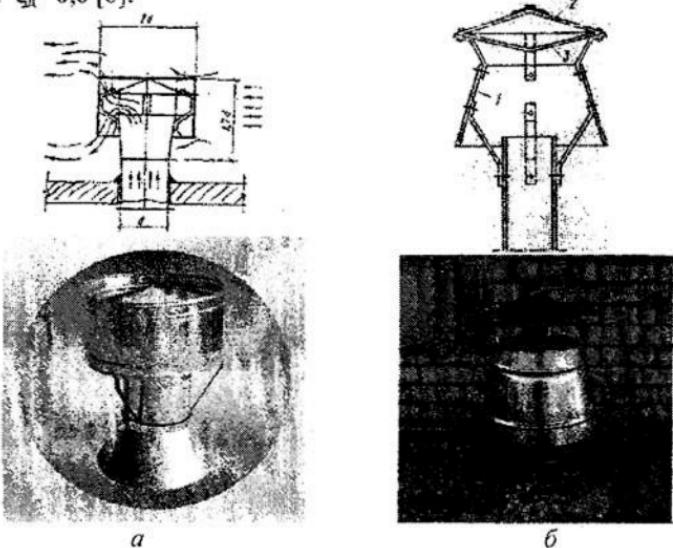


Рис.2. Дефлектори конструкції ЦАГИ (а) та Григоровича (б)

Дефлектор Григоровича (рис.2б) відрізняється тим, що його ефективність в значній мірі залежить від кута обдування вітром. Із зменшенням цього кута дефлектора погіршується, а при негативних кутах ефективність падає майже до нуля. Коефіцієнт власного опору дефлектора Григоровича більший і дорівнює $\zeta_d = 1,04$.

Дещо іншу конструкцію та кращі аеродинамічні показники мають дефлектори типу «Зірка», наприклад УкрНИИСТ ДВК- 5 (рис.3). Коефіцієнт опору такого дефлектора $\zeta_d = 0,6$, але в порівнянні з ним дефлектор ЦАГИ має менші габарити, масу і краще захищений від атмосферних опадів.

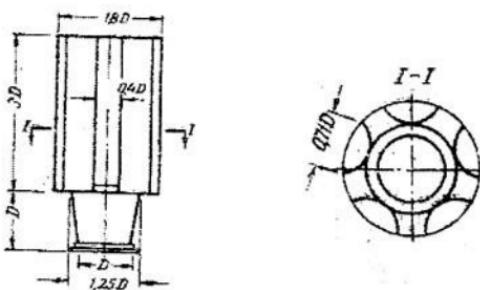


Рис. 3. Дефлектор УкрНИИСТ ДВК - 5

Продуктивність дефлекторів УкрНИИСТ в залежності від швидкості вітру менша, ніж ЦАГИ (див. табл.).

Таблиця. 1

Продуктивність дефлекторів ($m^3/\text{год}$) під дією вітру [6].

Номер дефлектора	Швидкість вітру, м/с					
	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
Дефлектор ЦАГИ						
3	-	240	360	480	-	-
4	-	380	570	760	-	-
5	-	670	1000	1350	-	-
6	-	980	1470	1960	-	-
УкрНИИСТ ДВК5						
2	80	160	240	310	390	120
3	200	350	500	680	820	470
4	300	620	930	1260	1550	1020
5	600	1000	1400	1900	2350	1900
6	750	1300	2000	2600	3250	2900

Аеродинамічні характеристики дефлектори ЦАГИ порівняно кращі, далі по ефективності знаходяться УкрНИІСТ, а потім дефлектор Григоровича. Найменший коефіцієнт місцевого опору мас також дефлектор ЦАГИ - $\zeta_d = 0,6$ і навіть за відсутності вітру він не створює додаткового опору руху витяжного повітря.

Із сучасних дефлекторів найбільш ефективними вважаються статичні (ζ_c) та стато-динамічні (Astate). Такі дефлектори мають найкращі аеродинамічні показники і можуть працювати спільно з системою механічної вентиляції. Принцип дії статичного дефлектора DC (рис.4а) базується на використанні ефекта Бернуллі (чим більша швидкість потоку при зменшенні площині поперечного перерізу каналу, тим менший статичний тиск в даному перерізі).

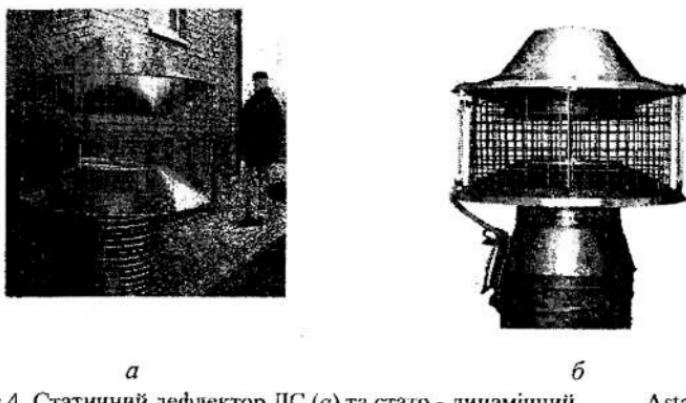


Рис.4. Статичний дефлектор DC (a) та стато - динамічний Astate (b)

За результатами досліджень [7] при збільшенні швидкості вітру з 4 до 10 м/с додаткове розрідження, створюване дефлектором DC, збільшується з 8 до 44 Па. Коефіцієнт місцевих втрат $\zeta_d = 1,4$. Дефлектори DC широко застосовуються в сучасних системах вентиляції, враховуючи їх простоту виготовлення та найність в експлуатації. Але високий коефіцієнт місцевого опору показує необхідність уdosконалення і додаткових досліджень статичних дефлекторів.

Стато-динамічний дефлектор Astate (рис.4б) характеризується трохи кращими аеродинамічними показниками за рахунок додатково встановленого осьового витяжного вентилятора.

Висновки

1. Природна витяжна вентиляція житлових та деяких громадських будинків залишається бути переважною особливо в сучасних будівлях з вікнами з склоканатів та герметичними балконними

- дверима, з монолітного залізобетону стіновими конструкціями з низькою повітропроникністю та інфільтрацією повітря.
2. Застосування дефлекторів в системах витяжної вентиляції — один із широко відомих і давно застосовуваних способів інтенсифікації повітрообміну. Найбільш ефективними дефлекторами на сьогоднішній день можна вважати вже перевірені дефлектори ЦАГІ та сучасні статичні дефлектори ДС.

Список літератури

1. Атлас вентиляторов и дефлектиров Труды ЦАГИ, вып. 172, 1934.
2. Архангородский Н.Л., Производительность дефлекторов при действии ветра температурного напора «Отопление и вентиляция», - 1937, №4.
3. Мусатов Б.Г. Вентиляционные дефлекторы // Технические заметки ЦАГИ — 1936, №123.
4. Кореневский С.М., Дедлектор Шанар // «Отопление и вентиляция», - 1938, №10.
5. Ханжонков В.И. Вентиляционные дефлекторы — Л.: Стройиздат — 1947.
6. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Вентиляция и кондиционирование воздуха // (Р.В.Щекин, С.М. Кореневский, Г.Е. Бем и др. - К.:Будівельник, 1968 — 288с.
7. Харитонов В.П. Естественная вентиляция с побуждением // АВОК — 2006, №3.

Надійшла до редакції

15.11.11

УДК 658.38

Ю.К. Росковшенко, канд. техн. наук, професор,

К.О. Козирєва, магістрант.

Київський національний університет будівництва і архітектури

СУЧАСНІ ЗАСОБИ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ЗАХИСТУ ЛЮДИНИ НА ВИРОБНИЦТВІ

За даними статистики України [1], погіршення умов праці спостерігається в усіх галузях промисловості. Наприклад, на багатьох підприємствах харчової, пивоварного виробництва, енергетичної, хімічної, гірничодобувної, металургійної промисловості працівники перебувають під впливом небезпечних та шкідливих виробничих чинників, що перевищують граничнодопустимі концентрації в робочих зонах. Тривала дія цих чинників на працівника може привести до виникнення різних захворювань, що визначає актуальність проведення досліджень у даній галузі. В Україні з 1992 по 2009 роки число захворювань органів дихання є найбільшим високим у порівнянні з іншими захворюваннями, а професійні захворювання – це складова частина загальної захворюваності населення [2].

Систематична робота в умовах дії пилу може бути причиною підвищеної захворюваності з тимчасовою непрацездатністю, що пов'язано зі зниженням у працюючих захисних імунобіологічних функцій організму.

Дія високих температур повітря у виробничих умовах викликає у працюючих рясне потовиділення, швидку стомлюваність і негативно позначається в послабленні уваги, порушені точності і координації рухів, уповільненні реакцій, що може сприяти виробничому травматизму [3].

Аналогічно, під впливом шкідливих чинників перебувають працівники будівельної індустрії, наприклад, при виробництві утеплювача на основі скловолокна, під час виконання малярних робіт з використанням пульвелі-затору, при очищенні будівельних конструкцій і елементів за допомогою піскоструйного апарату, при зварювальних роботах. Для захисту від потрапляння виробничого пилу, отруйних речовин в органи дихання і на тіло людини потрібно використовувати захисні непроникні костюми, які б не обмежували рухи і були зручні у використанні. На сьогоднішній день створення індивідуальних засобів є актуальним науково-технічним завданням.

Як показав аналіз публікацій, за останні декілька років виконано розробки нових методів індивідуального протигазотеплового захисту гірників на гірничодобувних підприємствах.

Створений теплозахисний костюм має зовнішню двошарову оболонку з повітряним прошарком і тришарову внутрішню теплоізольовану оболонку. Костюм захищає від температури і отруйних хімічних речовин з часом захисної дії 120 хвилин при температурі повітря 40 °C[4].

Запиленість повітря під час основних технологічних процесів при гірничодобуванні перевищує гранично допустиму величину, що і веде до росту захворювань гірників, тому крім захисних костюмів не менш важливими у індивідуальному захисті людини є засоби захисту органів дихання. Найбільш розповсюджені респіратори багаторазового використання, основними елементами яких є фільтри, параметри яких були визначені ще у 50 – х роках минулого століття, конструктивно фільтруючі елементи не змінилися досі. Це і спонукало до розробки конструкцій з підвищеною ефективністю протипилових фільтрів.

Нині для виготовлення протипилових елементів застосовуються фільтруючі матеріали ФПП (фільтри Петрянова), які характеризуються високою ефективністю фільтрації при низькому опорі. Але такі фільтри мають низку механічну міцність. Поліпропіленові ж матеріали мають достатню ефективність фільтрації, високу міцність. Вони мають ряд переваг над різними матеріалами типу ФПП, в зв'язку з чим можливе спрощення технології виготовлення фільтруючих елементів респіраторів та зниження їх собівартості.

За результатами досліджень було виявлено, що найкращі показники мають п'ятискладчасті фільтри з поліпропіленових матеріалів і чотирьох -складчасті фільтри з матеріалу ФПП.

Один з костюмів, який відноситься до засобів індивідуального протигазотеплового захисту гірників може бути використаний в енергетичній, хімічній, металургійній промисловості, на підприємствах будівельної індустрії, гірничорозробальними і газорозрівальними службами, показаний на Рис. 1. Костюм складається з чобіт 1 і куртки 2, виконаної з капюшоном 3. Капюшон 3 куртки 2 виконаний так, щоб під ним можна було розмістити дихальний апарат 5. На голову одягнена захисна каска з пристроєм для охолодження голови 6 [5].

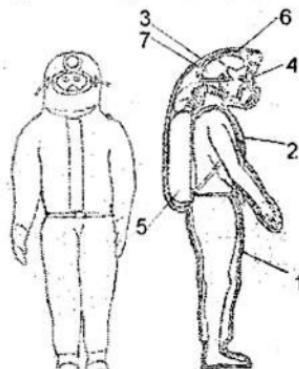


Рис. 1. Костюм індивідуального протигазотеплового захисту гірників

1 - чоботи; 2 - куртка; 3 - капюшон; 4 - панорамна маска;
5 - дихальний апарат; 6 - пристрій для охолодження голови; 7 - захисна каска

З метою створення сучасного високоякісного одягу на основі проведеного аналізу було сформульовано технічні вимоги до одягу для захисту від виробничого забруднення. Матеріали повинні бути повітронепроникними, не повинні виділяти токсичних речовин, викликати реакції подразнення шкіри та мати високі експлуатаційні показники.

Іншим засобом індивідуального захисту, який може бути використаний на підприємствах хімічної, гірничодобувної, нафтової промисловості є герметичний ізоляючий костюм з системою повітророзподілення, показаний на Рис.2, який містить комбінезон 1, виконаний з зовнішнього термостійкого шару 7, внутрішнього газонепроникного шару 8 і проміжного термозахисного шару із нетканого матеріалу 9 з улаштуванням між зовнішнім і проміжним шарами повітряного прошарку 10, включаючи чоботи 5, з'єднані з комбінезоном 1, рукавиці 6 і шолом 3 з панорамним склом 4. Система повітророзподілення складається з апарату 11, який працює на стиснутому повітрі, з'єднаний шлангом 12 з лицьовою маскою 13 і пристрію 14 для подачі повітря в підкостюмний простір. Витрата повітря для подачі в підкостюмний простір складає 10-20 л/хв. [6].

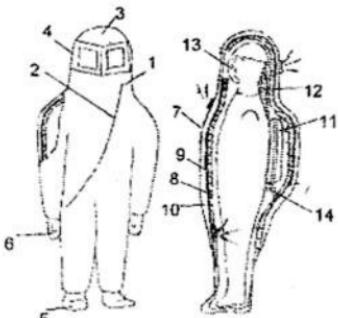


Рис. 2. Герметичний ізоляючий костюм з системою повітророзподілення
 1-комбінезон; 2- герметична застібка; 3-шолом;
 4- панорамне скло; 5- чоботи; 6- рукавиці; 7- шар зовнішній термостійкий;
 8- внутрішній газонепроникний шар; 9- термозахисний шар; 10- повітряний
 прошарок; 11- апарат, що працює на стиснутому повітрі; 12- шланг;
 13- лицьова маска; 14- пристрій для подачі повітря.

Недоліком розглянутих технічних рішень є надлишкова громіздкість, що зумовлює труднощі для працівників в процесі роботи, необхідність докладати долаткових зусиль, пов'язаних зі збільшеною масою такого спорядження.

Разом з тим проведений аналіз літератури дозволяє стверджувати, що вітчизняна промисловість може забезпечити необхідними матеріалами для створення легких повітронепроникних герметичних костюмів з можливістю подачі повітря безпосередньо в зону дихання працівника з відповідною попередньою обробкою цього повітря

(очищення, нагрівання або охолодження- в залежності від періоду року) через легкі гнучкі шланги.

При цьому передбачена можливість індивідуального регулювання температури цього повітря.

Саме створення легкої, довговічної та зручної у використанні системи індивідуального захисту працівника, зокрема для підприємств будівельної індустрії, є метою наших подальших досліджень.

Список літератури

1. Стан промислової безпеки в Україні у 2009 році. Інформаційно-аналітична довідка. – К.:Держгірпромнагляд, 2009. – 112 с.
2. Кундіев Ю. Медицинские осмотры – действенный инструмент сохранения здоровья работающих / Ю. Кундіев, И. Лубянова, Д. Тимошина // Охрана труда. 2007. – №9 (159). – С. 40-42.
3. Онищенко Г.Г. Основы оценки риска для здоровья населения при воздействии химических веществ, загрязняющих окружающую среду / Новиков С.М., Рахманин Ю. А. // Под ред.. Рахманина Ю. А., Онищенко Г.Г.-НИИ ЭЧ и ГОС, 2002. – 408 с.
4. Чеберячко С.І. Підвищення ефективності проти аерозольних засобів індивідуального захисту органів дихання працюючих: автореферат дисертації на здобуття вченого ступеня канд.техн.наук 2002, 20с .
5. Землянський І.Я., Зрелій М.Д., Любарський Б.С., Волохов І.І., Новикова Р.М. Патент України № 4591 Протигазотепловий костюм Опубл. Бюл. № 7-1, 1994 р.
6. Очкуренко В.І., Мичко А.А., Бігун В.П. Патент України № 41896 Герметичний ізоляючий костюм Опубл. Бюл . №9 , 2001р.

Надійшла до редакції

14.11.11

УДК 622.807

О.В. Герасимчук, канд. техн. наук, доцент,
О.М. Голишев, д-р. техн. наук, професор,
С.І. Задорожній, канд. техн. наук, доцент.
Криворізький технічний університет

ПИТАННЯ СТАБІЛЬНОЇ РОБОТИ ВИТЯЖНИХ ВЕНТИЛЯТОРІВ СИСТЕМ АСПІРАЦІЇ ГІРНИЧО-ЗБАГАЧУВАЛЬНИХ КОМБІНАТІВ

Проблема та її зв'язок з науковими і практичними задачами. В умовах тривалої експлуатації одним з видів погіршення стійкості системи аспірації є її розрегулювання внаслідок порушення структури системи. Інтенсивне зношення внутрішньої поверхні повітроводів аспіраційних систем абразивними частинками відбувається при перевищенні швидкості транспортування вище проектної, що, з одного боку, є сприятливим для процесу видалення пилу та запобігання його осіданню, а з іншого, – небажаним, тому що можливе винесення продуктів переробки.

Аналіз досліджень і публікацій. Аспіраційні установки з місцевими відсмоктувачами видаляють дуже значну кількість пилу. Вміст пилу в повітрі аспіраційних систем залежить від властивостей пилу, досконалості укриття, вологості матеріалу, який обробляється, відсутності або наявності гідрознепильовання та інші. Однак, умовам роботи тягодуттювого обладнання, терміном їх роботи та нормалізації умов експлуатації трубопроводів приділяється замала увага як в наукових роботах так і на виробництві.

Постановка задачі. В статті розглянуто питання забезпечення безперебійної та стабільної роботи витяжних вентиляторів систем аспірації гірничо-збагачувальних комбінатів.

Викладення матеріалу і результати.

Стабільність роботи витяжних вентиляторів суттєво впливає на запобігання осідання пилу на внутрішній поверхні аспіраційних трубопроводів. Під стабільністю роботи мається на увазі час їх безперебійної роботи до стану відмови. Причини відмови роботи тягодуттювого обладнання пов'язані з відмовою роботи самого тягодуттювого обладнання, відмовою електродвигуна та іншими причинами. Відмова роботи тягодуттювого обладнання можлива з таких механічних причин (рис. 1): заміни сальників; поломки муфт; поломки лопатей вентилятора; руйнування підшипників; поломки рами.

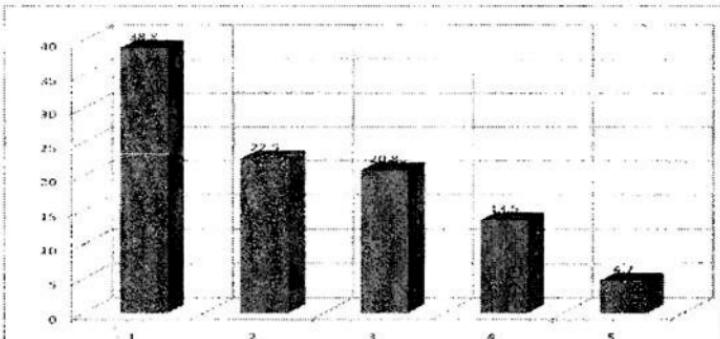


Рис. 1. Механічні причини простої тягодуттєвого обладнання:
 1 – заміна сальників; 2 – поломка муфти; 3 – поломка лопатей
 вентилятора; 4- руйнування підшипників;
 5 – поломка рами

Відмова роботи електродвигуна можлива з таких причин (рис. 2): перегрівання обмоток двигуна і спрацювання захисту; відмова електродвигуна; низький опір ізоляції; обрив фаз; спрацювання запобіжника; відмова пускача.

Інші причини простої тягодуттєвого обладнання (рис. 3): розгерметизація аспіраційного трубопроводу; неполадка щита керування; підготовка до пуску.

Для підвищення експлуатаційної надійності та збільшення міжремонтних строків експлуатації електродвигунів існують різні пристрої [1–2], які варто ширше використовувати у виробництві.

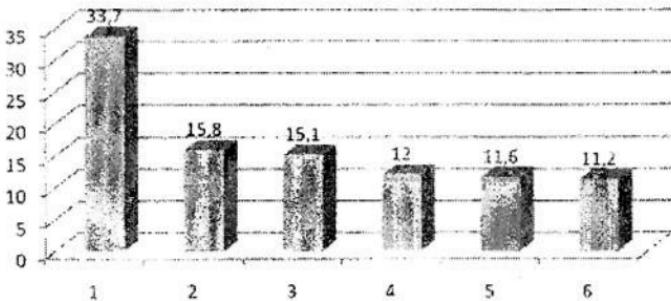


Рис. 2. Електричні причини простої тягодуттєвого обладнання:
 1 – перегрівання обмоток двигуна і спрацювання захисту; 2 – зношення
 електродвигуна; 3 – низький опір ізоляції; 4 – обрив фаз; 5 – спрацювання
 запобіжника; 6 – відмова пускача

Основна частина простоїв, пов'язаних з відмовою роботи тягодуттєвого обладнання, залежить від часу проведення планових

ремонтів і технічного обслуговування. Це можна пояснити недостатнім і несвоєчасним технічним обслуговуванням.

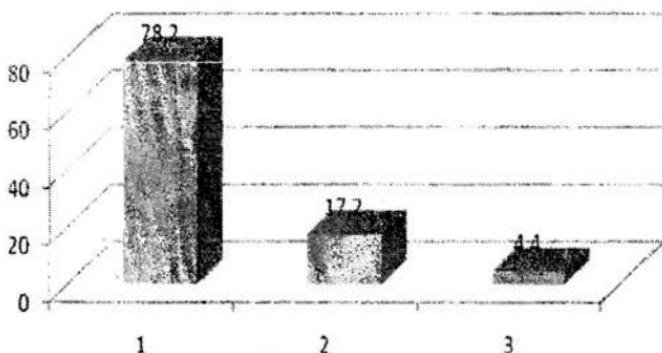


Рис. 3 Інші причини простоїв тягодуттєвого обладнання:
1 – розгерметизація аспіраційного трубопроводу; 2 – неполадка щита керування; 3 – підготовка до пуску

Основною причиною відмов електродвигунів є недоліки експлуатації, у тому числі й такі як робота в нестационарних і вібраційних режимах. Наприклад, із-за неповного відкривання лопаток напрямних апаратів тягодуттєве обладнання не забезпечує проектної продуктивності, що трапляється дуже часто з причини низької професійної кваліфікації обслуговуючого персоналу тягодуттєвого обладнання (машиніста димососу), і негативно впливає як на саме обладнання, так і на процес видалення пилоповітряної суміші. Тобто важливим елементом у роботі тягодуттєвого обладнання є правильна підготовка до пуску.

Для простоїв, що пов'язані з відмовою електродвигуна, основними є простої, що пов'язані зі спрацюванням захисту електродвигуна і досягненням електродвигуном граничного робочого стану. Це свідчить про перевищення допустимого рівня надійності, розрахованого для стаціонарного режиму експлуатації.

Основною відмовою із групи простоїв з різних причин (рис. 3) є розгерметизація аспіраційного трубопроводу в процесі тривалої експлуатації. У більшості випадків це відбувається в результаті зношення, корозії і перевищення граничних навантажень із-за великої кількості пилу, що осів на внутрішній поверхні. При цьому дрібнодисперсний пил попадає у вузли, що рухаються, і тому необхідний більш тривалий ремонт, ніж при заміні якоїсь однієї деталі.

У реальних умовах середня наробка подібних електродвигунів на відмову складає до 1200 годин. Найбільша інтенсивність відмов

спостерігається при наробленні до 400 годин, а середнє значення інтенсивності відмов складає 0,0099 год⁻¹. При цьому із-за недостатньої якості виготовлення електродвигунів виникає близько 35%, а з причин недостатнього захисту відбувається 50% відмов [3]. Сам електродвигун у середньому відмовляє близько 12 раз до відправлення на капремонт [4].

Зношення трубопроводів аспіраційних систем відбувається при перевищенні швидкості транспортування вище проектних, що, з одного боку, є сприятливим для процесу видалення пилу і запобігання його осідання, а з іншого – небажано, тому що можливе унесення продуктів (вузли перевантажень і транспортування) і відбувається інтенсивне зношення внутрішньої поверхні трубопроводів абразивними частинками.

Найчастіше зношуються вузли поворотів трубопроводів з утворенням «мульди зношення». Причиною зношення є виконання відводів з невідповідним радіусом кривизни, тому що у виробничих умовах це зробити складно.

Багато фасонних елементів, які безпосередньо примикають до вентилятора з боку входу, змінюють його аеродинамічну характеристику [5].

У табл. 1 наведені параметри роботи димососів аспіраційних систем ЦВС-2 агломераційного цеху № 2 НКГЗК після експлуатації упродовж 30-40 років. Зміни бачимо в показниках швидкості, розрідження та об'ємів відсмоктуваної пилоповітряної суміші при проектних витратах дляожної з тягодуттювих установок у 300000 м³/год і ККД у 99,0%. Суттєвим недоліком є зменшення кількості відсмоктуваного повітря в порівнянні з розрахунковими витратами. При цьому знижується розрідження як у трубопроводі, так і у відповідному укритті місцевого відсмоктування. При русі пилоповітряної суміші по аспіраційним повітропроводам зі зниженою швидкістю (що відрізняється від проектної), особливо по горизонтальним та слабопохилим ділянкам, відбувається осідання частинок пилу на стінки повітропроводу. Це призводить до її часткової або повної закупорки, що й спостерігається на практиці. Згідно з отриманими дослідними даними: об'єми перемішуваної газопилової суміші не відповідають проектним даним у 1,18 – 2,02 рази в бік зменшення; за швидкістю руху пилогазової суміші – у бік зменшення від 1,43 до 1,60 рази, і, відповідно, по розрідженню – у бік зменшення від 1,02 до 2,34 рази; за концентрацією викидів шкідливих речовин в атмосферу – у бік збільшення від 1,5 до 2,0 рази, а ККД зменшився в 1,003 – 1,030 рази.

Річна трудомісткість ремонту тягодуттювого обладнання і повітроводів систем вентиляції і аспірації, згідно [6], наведена в табл. 1.

Таблиця I

Параметри роботи димососів ЦВС-2 агломераційного цеху № 2 НКГЗК

№ з/п	Дата відби- рання проб	Місце відбирання проб	Температу- ра перемішу- смого середовища °C	Розріз- ження, мм водя- ного стовпа	Швидкість руху циологазової суміші, м/с	Об'єм цило- газової суміші м ³ /год	Най- мену- вання кори- сної речо- вини	Кон- цен- трація шкід- ливих речо- вин в атмо- сферу, мг/м ³	
								8	9
1	27.09.08- 10.10.08 р.	Димосос №1	30	210	10,00	148465	пил	0,100	96,2
2	29.08.08- 12.09.08 р.	Димосос №2	20	280	10,00	153036	пил	0,090	96,0
3	26.09.08- 29.09.08 р.	Димосос №3	20	480	11,17	170450	пил	0,080	96,3
4	-	Димосос №4	капітальний ремонт	агломашини	№4	-	-	-	-
5	31.08.08- 10.09.08 р.	Димосос №5	26	410	10,98	254249	пил	0,050	98,7
6	17.07.08- 21.08.08 р.	Димосос №6	32	390	11,00	162039	пил	0,075	96,1
По проекту				490	16,00	300000	пил	0,050	99,0

Як видно з табл. 2, річна трудомісткість поточного і середнього ремонтів, найбільш поширені на ГЗК моделей димососів, коливається від 80 до 3000 людино-годин на кожний тягодуттєвий агрегат. Ручна трудомісткість поточного і середнього ремонтів повітроводів систем аспірації і повітроводів для агресивного середовища складає, у залежності від складності, від 15 до 100 людино-годин на кожні 50 м повітropроводу.

Поточний і середній ремонт передбачають усунення окремих дефектів і несправностей систем, заміну зношених деталей, очищення обладнання, повітроводів від пилу та інших відкладень, усунення нещільностей та ін. Основні роботи при поточному і середньому ремонтах виконують на місці.

Капітальний ремонт передбачає демонтаж основного обладнання, його ремонт у цеху вентиляції або на спеціалізованих ділянках ремонтних цехів. При цьому частота проведення ремонтно-відновлювальних робіт як по заміні повітроводів, так і по ремонту тягодуттєвого обладнання зростає з терміном роботи аспіраційної системи.

Таблиця 2

Річна трудомісткість поточного і середнього ремонтів вентиляційного та опалювального обладнання

Агрегати	Технічна характеристика	Річна трудомісткість ремонту, людино-годин
Димососи різних конструкцій	Д-8; Д-12;	80
	Д-18; Д-21,2;	300
	Д-35,5; Д-20	150
Повітропроводи (на 50 м довжини)	Діаметром менше, мм 500	15
	1000	25
	2000	35
Повітропроводи систем аспірації і для агресивного середовища (на 50 м довжини)	Діаметром менше, мм 500	45
	1000	75
	2000	100

Аспіраційні установки з місцевими відсмоктувачами видаляють дуже значну кількість пилу. Вміст пилу в повітрі аспіраційних систем залежить від властивостей пилу, досконалості укриття, вологості матеріалу, який обробляється, відсутності або наявності гідрознепилювання та від багатьох інших причин [7].

На думку авторів, найкращим способом зниження концентрації пилу в аспіраційному повітрі (з наступною мінімізацією процента його осаду всередині трубопроводу), є встановлення пилоуловлюваного апарату в максимальній близькості до місця пиловиділення (його видалення місцевим відсмоктувачем).

Додатково до відмов роботи тягодуттєвого обладнання, його простої відбуваються також у зв'язку з проведеним профілактичними ремонтів і технічного обслуговування згідно із затвердженими планами підприємства.

Згідно з даними дробильної фабрики НКГЗК, середньорічний план-графік ремонту перевантажувальних вузлів і агломераційних машин за 2000 – 2009 роки представлений на рис.4. Продуктивність тягодуттєвого обладнання варіюється від 10 до 300 тис. м³/год (табл.1) при монтажі даних систем ще у 1975 р. і проведеними середніми і капітальними ремонтами в 1997 – 2001 рр.

У наведеному на рис. 4 графіку видно, що впродовж року, в залежності від місяця року, найбільшу увагу в ремонтному відношенні потребують до себе перевантажувальні вузли – близько 86 годин на місяць, і в 1,27 рази на місяць менше – ремонт агломераційних машин – близько 68 годин на місяць. Із графіку також зрозуміло, що перевантажувальні вузли знаходяться в набагато гіршому стані й потребують оновлення або модернізації усієї системи.

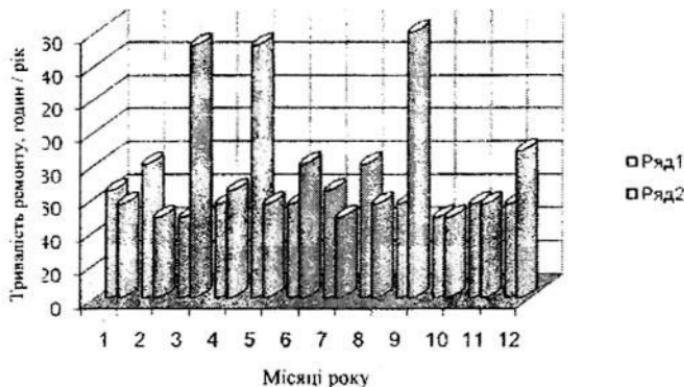


Рис. 4. Середньорічний план-графік ремонтів аспіраційного обладнання і повітроводів НКГЗК за 2000-2009 рр.:
ряд 1 – агломераційні машини; ряд 2 – перевантажувальні вузли

Згідно з даними експлуатації аспіраційних систем, наприклад, аглофабрики № 2 НКГЗК, термін зношення металу у відводах з товщиною стінки 10 мм – від 0,5 до 1,4 мм на рік, у залежності від умов експлуатації.

У результаті зношення трубопроводу і наявності вологості в 3%, трубопроводи піддаються корозії, що ще більше скорочує строк їх нормальної експлуатації. Уникнення даних небажаних явищ полягає в збільшенні товщини стінки металу трубопроводу вузла відводу в 2-6 раз і недопущенні збільшення швидкості руху повітря більше допустимих. Можливе також використання зносостійких матеріалів [8], що продовжують строк служби як відводів, так і аспіраційних трубопроводів.

Висновки

Визначено причини відмов і стабільної роботи витяжних вентиляторів, а також вплив властивостей транспортованого матеріалу на тягодуттєве обладнання. Установлено, що основна доля простотів, пов’язаних з відмовою роботи тягодуттєвого обладнання, залежить від тривалості проведення планових ремонтів і технічного обслуговування, котрі пов’язані переважно з відмовою роботи електродвигуна або складових частин димососу.

Список літератури

1. А.с. СССР № 708457, МКИ Н 02 Н 7/08. Устройство для защиты электродвигателя от перегрузки и короткого замыкания/ Косяковский Л.Я. //Б.И.-№1, 1980. - 3 с.

2. Защита асинхронных электродвигателей с автоматическим формированием установки срабатывания / Лазаревич Г.Г., Лабак В.И., Шкода А.А., Мурашкина И.В.// Научные аспекты повышения эффективности горнорудного производства: Сб. науч. тр. - Кривой Рог: НИГРИ, 1999. - С. 173 - 178.
3. Надежность асинхронных двигателей / Вансев Б.Н., Сердюк Л.И., Главный В.Д. и др.; Под ред. Ванеева Б.Н. - К.: Техника, 1983. - 143 с.
4. Разработка научно-технических предложений и промышленное опробование систем виброзоляционной и релейной защиты горно-обогатительного оборудования: Отчет о НИР ИГТМ НАН Украины, х.т. 12/831. - Днепропетровск, 1999. - 90 с.
5. Рябов А.В. Влияние фасонных элементов воздуховодов на аэродинамическую характеристику вентилятора высокого давления // Исследования в области обессыпливания воздуха: Сб. науч. трудов; Под ред. Ю.Г.Грачева. - Пермь: Издательство Пермского политехнического института, 1986. - С. 106-111.
6. Халецкий И.М. Вентиляция и отопление заводов черной металлургии: /Справочник/ - М.: Металлургия, 1981. - 240 с.
7. Молчанов Б.С. Проектирование промышленной вентиляции: Пособие для проектировщиков. - Л. - М.: Изд-во литературы по строительству, 1964 – 280 с.
8. Омаргалиева С.А. Влияние расхода поверхностно-активных веществ на изменение силы сцепления между стенками воздуховодов и влажной пылью. - Алма-Ата .Горное дело. Казахский политехнический ин-т им. В.И.Ленина. - Вып. 11. - С. 200 - 203.

Надійшла до редакції

16.11.11

ВИДАТНІ ВЧЕНІ, ПЕДАГОГИ



КОЛОБКОВ Павло Сергійович (05.08.1912 – 27.11.2007 р.) – видатний фахівець у галузі теплоенергетики, доктор технічних наук (1956 р.), професор (1956 р.), один із засновників науково-технічного напрямку «Використання теплових вторинних енергоресурсів».

П.С. Колобков народився 5 серпня 1912 р. у м. Казань. У 1936 році закінчив Куйбишевський індустріальний інститут (нині м. Самара, РФ) за спеціальністю «теплосилове обладнання промпідприємств» (тепломеханічне відділення енергетичного факультету).

Ще до переїзду в Харків працював змінним інженером теплосилового господарства металургійного заводу, асистентом кафедри тепlopостачання та вентиляції Куйбишевського інженерно-будівельного інституту. Потім працював у харківських проектних інститутах «Оргенергобуд» та «Гіпроважмаш» (1938–1945 рр., груповий інженер, керівник теплотехнічного сектора, зам. начальника відділу). У 1945 році П.С. Колобков захистив кандидатську дисертацію на тему: «Зовнішнє використання тепла відходних газів металургійних печей» та перейшов працювати доцентом Харківського інженерно-будівельного інституту (зараз Харківський національний університет будівництва та архітектури). У 1956 році після закінчення докторантury Московського енергетичного інституту захистив докторську дисертацію на тему «Використання вторинного тепла машинобудівельних заводів». У 1949 році змінив на посаді завідувача кафедри «Тепlopостачання та вентиляції» к.т.н. Лобасеву Б. М. у зв'язку з переїздом останнього до Києва і до 1989 р. Завдяки його роботам у галузі використання вторинних енергоресурсів, в 1984 р., кафедра отримала назву «Теплогазопостачання, вентиляція та використання теплових вторинних енергоресурсів». З 1989 до 1999 року він професор цієї ж кафедри.

Павло Сергійович Колобков був нагороджений медалями та Почесною грамотою МінВУЗу СРСР. Йому було присуджене почесне звання "Заслужений діяч науки Української РСР". Підготував 16 кандидатів наук. Опублікував 163 наукових праць, у т.ч. 6 монографій та 16 авторських свідоцтв на винаходи. Він був членом багатьох науково-технічних рад, вчених рад із захисту дисертацій, виконував велику громадську, наукову і організаційну роботу.

Велику увагу П.С. Колобков придавав дослідженням проблеми теплофікації, промислової теплоенергетики та використання вторинного тепла. Більшість робіт, виконаних під керівництвом Колобкова П.С., мали практичну спрямованість і давали значний економічний ефект.

Найбільш вагомі роботи під керівництвом Колобкова П.С. були виконані в 70-ті та 80-ті роки, коли рішенням Держкомітету з науки і техніки при Раді Міністрів СРСР очолювана ним кафедра була призначена головною з розробки принципових, схемних та технічних рішень із використання ВЕР промислового виробництва. Згідно із програмою Держкомітету, розрахованою до 2000 року, мали бути розроблені проекти реконструкцій 10 крупних промислових вузлів. У рамках цієї програми кафедрою під керівництвом Колобкова П.С. були проведенні масштабні науково-дослідні розробки з використанням вторинного тепла Магнітогорського, Жданівського (зараз Маріуполь), Комунарського (зараз Алчевськ) та Криворізького промислових вузлів, які навіть за скромними економічними розрахунками мали давати економічний ефект у десятки мільйонів карбованців для потреб населених пунктів.

На жаль, під впливом перебудови економіки України роботи в цьому перспективному напрямку дещо припинили, але сьогодні в період глобальної економічної та енергетичної кризи цей напрямок набуває нової актуальності. І це дає надію на подальший розвиток ідей та розробок професора Колобкова П.С. на сучасній основі новим поколінням фахівців у галузі теплоенергетики та теплоенергетики.

Колеги та студенти пам'ятають Павла Сергійовича, як висококультурну, виключно інтелігентну та ерудовану людину, яка мала беззаперечний авторитет, що ґрунтувався не лише на знаннях та досягненнях, а й на високоморальних людських якостях. І цей авторитет поширювався далеко за межі рідної кафедри, рідного навчального закладу та навіть рідного міста. Провідні споріднені кафедри профілю Теплоенергетичного і вентиляції із Москвою, Ленінградом, Києвом, Новосибірська завжди виявляли до нього повагу, прислухались до його думки та охоче співробітничали.

Глибина його знань та інтересів не обмежувалась вузькою професійною галуззю. Він був справжнім знавцем і ширим цінителем мистецтва. За своє життя П.С. Колобков зібрав велику колекцію картин відомих художників світового рівня і заповів цю колекцію Харківському художньому музею.

Після П.С. Колобкова кафедру яка в 2010 році відзначала свій 80-річний ювілей, очолив д.т.н., професор, академік Академії будівництва України, відмінник вищої освіти України, член ВАК Ред'ко Олександр Федорович.

У даний час на кафедрі «Теплотаєнергетичні системи, вентиляції та використання теплових вторинних енергоресурсів» працює



висококваліфікований професорсько-викладацький колектив, який має в своєму складі шість докторів технічних наук і професорів, сімнадцять кандидатів наук і доцентів.

На кафедрі працюють відомі фахівці: канд. техн. наук, професор Андон'єв В.С., канд. техн. наук, професор Дячук В.В., канд. техн. наук, професор, член-кореспондент Академії будівництва України Ніколаєнко В.Є., д-р. техн. наук, професор, член-кореспондент Інженерної Академії України Тарадай О.М., д-р. техн. наук, професор Шушляков О.В., канд. техн.

наук, професор, академік Академії будівництва України, заслужений винахідник України Щекін І.Р.

Під їх керівництвом виконуються науково-дослідні роботи фундаментального та прикладного характеру, до яких залучаються студенти і аспіранти. Викладачі кафедри постійно публікують і патентують результати своєї наукової діяльності, беруть участь у наукових і науково-практичних конференціях різного рівня.

На сьогоднішній день колектив кафедри розробляє такі пріоритетні напрями досліджень: процеси спалювання низькосортного палива у киплячому шарі; енергозберігаючі технології у виробництві будівельних матеріалів; очищення повітря, що відходить від технологічного обладнання; використання вторинних енергоресурсів промисловості та поновлюваних джерел енергії, зокрема геотермальної та сонячної енергії.



Оргкомітет та учасники олімпіади 2010 – колективний портрет

Шороку на базі кафедри проводиться Всеукраїнська студентська олімпіада за фахом "Теплогазопостачання та вентиляції", в якій

приймають участь та спілкуються між собою кращі студенти вузів України. Учні Навла Сергійовича продовжують закладені ним традиції педагогічної, методичної та наукової роботи.



Професор О.В. Шушляков зі студентами

Професор Шушляков О.В. вже багато років успішно розробляє науковий напрямок «Вихрові пиловловлювачі», початкових до розвитку якого дав свого часу саме професор Колобков П.С. Нешодавно О.В. Шушляков запропонував конструкцію апарату нового покоління для очищення газів від композиційних домішок одночасно трьома способами – сухим, мокрим та електричним.



Професорсько-викладацький склад кафедри ТТВ та ТВЕР. На фото зліва направо у нижньому ряду: професор, канд. техн. наук Ніколасенко В.Є., професор, канд. техн. наук Андон'єв В.С., професор, д-р. техн. наук Релько О.Ф., доцент, канд. техн. наук Красненко Т.І., професор, канд. техн. наук Щекін І.Р.; у середньому ряду доцент Гладкосок В.Н., доцент, канд. техн. наук Пуль В.М., доцент Романтовський В.І., асистент Бугай В.С., асистент, канд. техн. наук Паламарчук О.Ю., доцент Уланченко І.І.; у верхньому ряду асистент Ільченко В.Т., доцент, канд. техн. наук Ланциберг Н.Г., доцент, канд. техн. наук Чайка Ю.І., доцент, канд. техн. наук Басова Н.М., доцент, канд. техн. наук Поволочко В.Б., доцент, канд. техн. наук Черкашин Ю.В., доцент, канд. техн. наук Гвоздецький О.В.

АНОТАЦІЙ

ТЕПЛООБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ, ВОДОПОСТАЧАННЯ

Ред'ко А.О., Харлампіді Д.Х., Тарасова В.А. Основи проектування теплонасосної установки з горизонтальним ґрутовим теплообмінником.

В статті наведено аналіз змін параметрів теплонасосної установки з ґрутовим теплообмінником в умовах її експлуатації в зимовий (система опалення) та літній (кондиціонування повітря) періоди року. Запропоновано методику проектування ТНУ з горизонтальним ґрутовим теплообмінником.

Список літ.: 8 назв.

Ключові слова: тепловий насос, ґрутовий теплообмінник.

Ред'ко А.О., Харлампіді Д.Х., Тарасова В.А. Основы проектирования теплонасосной установки с горизонтальным грутовым теплообменником. В статье приведен анализ изменений параметров теплонасосной установки с ґрутовым теплообменником в условиях ее эксплуатации в зимний (система отопления) и летний (кондиционирование воздуха) периоды года. Предложена методика проектирования ТНУ с горизонтальным ґрутовым теплообмінником.

Список літ.: 8 названий.

Ключевые слова: тепловой насос, грутовый теплообменник.

Red'ko A., Tarasova V., Kharlampidi D., The Complex Approach to the design of ground sources heat exchanger of heat pump installation

The article contains analysis of changes in parameters of heat pump installation of soil heat exchanger in terms of its operation in the winter (heating system) and summer (air conditioning) seasons. The method of designing TNU horizontal soil heat-exchanger.

List lit.: 8 name.

Keywords: heat-pump, ground exchanges warmly.

Лабай В.Й. Залежність втрат енергії в елементах холодильних машин split-кондиціонерів від кінцевих різниць температур у випарнику і конденсаторі.

Використано розроблений експериметичний метод аналізу роботи одноступеневих хладонових холодильних машин split-кондиціонерів.

Встановлена залежність втрат ексергії у компресорі, конденсаторі, дроселі і випарнику split-кондиціонера від кінцевих різниць температур у випарнику і конденсаторі.

Список літ.: 5 назв.

Ключові слова: ексергія, баланс, втрата ексергії, кондиціонер.

Лабай В.И. Зависимость потерь эксергии в элементах холодильных машинах split-кондиционеров от конечной разности температур в испарителе и конденсаторе.

Использован разработанный эксергетический метод анализа работы одноступенчатых хладоновых холодильных машин split-кондиционеров. Установлена зависимость потерь эксергии в компрессоре, конденсаторе, дросселе и испарителе split-кондиционера от конечной разности температур в испарителе и конденсаторе.

Список літ.: 5 названий.

Ключевые слова: эксергия, баланс, потеря эксергии, кондиционер.

Labay V. The dependence of exergy losses in elements of refrigeration machines of air split-conditioners from final difference of temperature in evaporator and condenser.

The elaborating method of the exergetic analysis of air split-conditioners one-step Freon refrigeration machines was used in this article. The dependence of exergy losses in compressor, condenser, drosseller and evaporator for the air split-conditioner from final difference of temperature in evaporator and condenser was defined.

List lit.: 5 name.

Keywords: exergy, balance, losses, air conditioner.

Мороз П.М., Сучасні транспортабельні модульні котельні установки та модулі нагріву конденсаційного типу в системах теплопостачання.

Показано переваги модульних котельних установок та модулів нагріву конденсаційного типу при застосуванні їх в системах теплопостачання будинків.

Ключові слова: модуль нагріву, теплопостачання, конденсаційний режим.

Мороз П.М., Современные транспортабельные модульные котельные установки и модули нагрева конденсационного типа в системах теплоснабжения.

Показаны преимущества модульных котельных установок и

модулей нагрева конденсационного типа при применении их в системах теплоснабжения домов.

Ключевые слова: модуль нагрева, теплоснабжения, конденсационный режим.

Moroz P., The modern to carry module caldron settings and modules of heating of condensation type in the systems of providing with a heat.

Are rotined advantages of the module caldron settings and modulcs of heating of condensation type at application of them in the systems of providing with a heat of houses.

Keywords: module of heating, providing with a heat, condensation mode.

Петраш В.Д., Басист Д.В. Високоефективні системи опалення цивільних будівель з проміжним розміщенням джерела теплоти.

В статті показано, що запропонована схема стояка системи опалення дозволяє знизити характеристику опору або відповідно зменшити діаметри труб. Експериментальні дослідження підтверджують достовірність отриманих аналітичних залежностей.

Список літ.: 4 назви.

Ключові слова: система опалення, характеристика опору стояка.

Петраш В.Д., Басист Д.В. Высокоэффективные системы отопления гражданских зданий с промежуточным размещением источника теплоты. В статье показано, что предложенная структура стояка системы отопления позволяет снизить характеристику сопротивления или соответственно уменьшить диаметры труб. Экспериментальные исследования подтверждают достоверность полученных аналитических зависимостей.

Список літ.: 4 названия.

Ключевые слова: система отопления, характеристика сопротивления стояка.

Petrash V., Basist D. The high-efficiency systems of heating of civil buildings with the intermediate placing of source of warmth.

In Comparison with the traditional systems the suggested structure may substantially reduce the characteristic of resistance or accordingly to reduce the pipe diameter. The results of experimental researches confirm the reliability of the analytical relationships.

List lit.: 4 name.

Keywords: system of heating, description of resistance of chimney.

Полунін М.М. Петраш В.Д. Реконструкція систем централізованого теплопостачання на основі застосування схем з трьохступеневою термотрансформацією води на гаряче водопостачання.

В статті показана ефективність застосування центральних систем теплопостачання з трьохступеневою термотрансформацією води на гаряче водопостачання при реконструкції традиційних систем. Встановлені межі їх застосування, запропонована модифікація напівзамкненої системи.

Список літ.: 5 назв.

Ключові слова: централізоване теплопостачання, напівзамкнена система.

Polunin M.M. Petraash V.D. Реконструкция систем централизованного теплоснабжения на основе применения схем с трехстепенной термотрансформацией воды на горячее водоснабжение.

В статье показанная эффективность применения центральных систем теплоснабжения с трехстепенной термотрансформацией воды на горячее водоснабжение при реконструкции традиционных систем. Установленные пределы их приложения, предложенная модификация полузамкнутой системы.

Список літ.: 5 названий.

Ключевые слова: централизованое теплоснабжение, полузамкнутая система.

Polunin M. Petraash V. Reconstruction of the systems of centralized warmly to supplyon the basis of application of charts with three-sedate thermal transformation of water on a hot water-supply.

In the article the rotated efficiency of application of the central systems of warmly to supplyon is with three-sedate thermal transformation of water on a hot water-supply at the reconstruction of the traditional systems. Set limits of their application, offered modification of the half of closed system.

List lit.: 5 name.

Keywords: central system, there is the closed system on a half.

Ред'ко А.Ф., Тарадай А.М., Яременко М.А. Режими тепло постачання будівель централізованою системою з децентралізованими квартирними джерелами.

Розглянуто питання раціонального використання енергоресурсів в теплопостачанні. Запропоновано схему реконструкції системи опалення

будинку.

Ключові слова: система теплопостачання, по квартирне опалення.

Ред'ко А.Ф., Тарадай А.М., Яременко М.А. Режимы теплоснабжения зданий централизованной системой с децентрализованными квартирными источниками

Рассмотрен вопрос рационального использования энергоресурсов в теплоснабжении. Предложена схема реконструкции системы отопления дома.

Ключевые слова: система теплоснабжения, поквартирное отопление.

Red'ko A., Taraday A., Yaremenko M. Modes of supply of heat of buildings by the centralized system with decentralizing housings sources.

The question of the rational use of power resources is considered in supply of heat. The chart of reconstruction of the system of heating of house is offered.

Keywords: system of supply of heat, for the housing heating.

Росковщенко Ю.К., Сенчук М.П., Резервування теплопостачання населених пунктів.

Проаналізовано резервування на різних рівнях забезпечення теплотою – від автономного до централізованого теплопостачання. Наведено техніко-економічний аналіз централізованого способу резервування мікрорайону міста загальною тепловою потужністю 29,3 МВт.

Список літ.4 назви.

Ключові слова: теплопостачання, резервування, тверде паливо.

Росковщенко Ю.К., Сенчук М.П. Резервирование теплоснабжения населенных пунктов.

Проанализировано резервирование на разных уровнях обеспеченности теплом – от автономного до централизованного теплоснабжения. Приведено технико-экономический анализ централизованного способа резервирования микрорайона города общей тепловой мощностью 29,3 МВт.

Список лист.: 4 названия.

Ключевые слова: теплоснабжение, резервирование, твёрдое топливо.

Roskovshenko U., Senchuk M., Backuping of to supply warmly of settlements.

Backing on the different levels of providing a warmth is analysed – from autonomous to centralized to supply warmly. The technical and

economic analysis of the centralized method of backuping of microregion of city is resulted by general thermal power 29,3 MVt.

List lit.: 4 name.

Keywords: to supply warmly, backuping, hard fuel.

*Шахнова В.М., Черних Л.Ф., Лозан М.В., Онопрієнко М.А.,
Електричні термоакумуляційні системи теплоостачання будівель.*

Розроблено теплофізичні основи енергоощадних теплоакумуляційних технологій підлогової електричної кабельної системи опалення приміщень (ЕКСО-ТА) з подачею електроенергії за пільговими нічними тарифами.

Список літ.: 6 назв.

Ключові слова: електричне опалення, термоакумуляційна система.

*Шахнова В.М., Черних Л.Ф., Лозан М.В., Оноприєнко М.А.,
Электрические термоакумуляторные системы теплоснабжения
зданий*

Разработаны теплофизические основы энергоресурсосберегающих теплоаккумуляционных технологий напольной электрической кабельной системы отопления помещений (ЭКСО-ТА) с подачей электроэнергии по льготным ночных тарифам.

Список літ.: 6 названий.

Ключевые слова: электрическое отопление, термоаккумуляционная система.

*ShakhnovA V., ChernikH L., Lozan M., Onoprienko M. Electric
thermally store systems of warmly to supplyof buildings*

The purpose of the given is an improved thermo-physical substantiation of creation of a comfortable microclimate in premises, equipped with floor electro-thermo-accumulation heating, on basic of which effective floor energy saving electric cable heating systems of thermo-accumulation action were developed.

List lit.: 6 name.

Keywords: electric heating, thermal story system.

*Дешко В.І., Шовкалюк М.М., Шевченко О.М., Кріпак І.А.
Використання методів моделювання теплового стану приміщень
при проведенні енергоаудиту будівель.*

В статті запропоновано посдання результатів діагностування температурно-теплових режимів будівель за допомогою комп'ютерного

моделювання, а також приладного моніторингу зміни внутрішніх та зовнішніх температур повітря в приміщеннях, виходячи з потреб енергетичного обстеження будівлі.

Список літ: 12 назв.

Ключові слова: тепловий баланс, моделювання, температурно-тепловий режим приміщення.

Дешко В.И., Шовкалюк М.М., Шевченко Е.Н. Крепак И.А.
Использование методов моделирования теплового состояния помещений при проведении энергоаудита зданий. В статье предложено сочетание результатов диагностирования температурно-тепловых режимов зданий с помощью компьютерного моделирования, а также приборного мониторинга изменения внутренних и внешних температур воздуха в помещениях, исходя из потребностей энергетического обследования здания.

Список літ: 12 названий.

Ключевые слова: тепловой баланс, моделирование, температурно-тепловой режим помещения.

V.Deshko, M. Shovkalyuk, O.Shevchenko, I.Kripak. **Usage of thermal condition simulation methods for energy audit of buildings.** In the article suggested that the combination of results of diagnosing the temperature and thermal conditions of buildings by means of computer simulation, and instrumentation for monitoring changes in the internal and external temperatures of indoor air, according to the needs of the building energy audit.

Bibliography: 12 names.

Keywords: heat balance, simulation, location temperature and thermal conditions.

Голишев О. М., Задорожній С. І., Герасимчук О. В. Резерви використання теплоти промислових викидів для потреб комунального господарства Кривбасу

Розглянуті можливості використання теплоти вентиляційних викидів на фабриках гірничо-збагачувальних комбінатів для нагрівання припливного повітря, яке подається у виробничі корпуси. Цей ресурс може бути використаний для опалення і гарячого водопостачання бюджетної сфери міста.

Ключові слова: вентиляція, тепловикористання.

Голышев А. М., Задорожний С. И., Герасимчук А. В. Резервы использования теплоты промышленных выбросов для нужд

КОММУНІЛЬНОГО ХОЗІЙСТВА Кривбасіс

Рассмотрены возможности использования теплоты вентиляционных выбросов на фабриках горно-обогатительных комбинатов для подогрева приточного воздуха, подаваемого в производственные корпуса. Этот ресурс может быть использован для отопления и горячего водоснабжения бюджетной сферы города.

Ключевые слова: вентиляция, теплоиспользование.

Golyshev A., Zadorozhny S., Gerasimchuk A. Reserves of use of warmth of industrial emissions for needs of municipal services of Krivbass

Possibilities of use of warmth of ventilating emissions at factories of mountain-concentrating industrial complexes for heating inlet air submitted to industrial cases are considered. This resource can be used for heating and hot water supply of budgetary sphere of a city.

Keywords: ventilation, use of heat.

Степова Н.Г., Кушка О.М., Калугін Ю.І., Сучасні методи обробки осаду очисних споруд систем водопідготовки та водовідведення

Розглянуто деякі сучасні методи обробки осаду водопровідних та каналізаційних очисних споруд з більш детальним висвітленням процесу механічного зневоднення на фільтрпресах. Наведено приклади розрахунку середньої концентрації твердої фази осаду для цих споруд із використанням чисельних методів.

Список літ.: 8 назв.

Ключові слова: очисні споруди, осад, водопідготовка.

Степовая Н.Г., Кушка О.М., Калугин Ю.І., Современные методы обработки осадка очистных сооружений систем водоподготовки и водоотведения

Рассмотрены некоторые современные методы обработки осадка водопроводных и канализационных очистных сооружений с более детальным описанием процесса механического обезвоживания на фильтр-прессах. Приведены примеры расчета средней концентрации твердой фазы осадка для этих сооружений с использованием численных методов.

Список літ.: 8 названий.

Ключевые слова: очистные сооружения, осадок, водоподготовка.

Stepovaya N., Kushka O., Kalugin U., Modern methods of treatment of sediment of cleansing buildings of the systems of water to prepare and to

take water

Some modern methods of sludge treatment in water and wastewater treatment plants are described. Mechanical dewatering in filter press is presented with more details. Examples to calculation of solids average volume fraction for these units are given using numerical methods.

List lit.: 8 name.

Keywords: cleansing buildings, sediment, preparation of water.

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

Гламаздин Д. П., Гламаздин П. М. Вплив температурного поля в топці котла на його екологічні характеристики.

В статті наведені результати еколого-теплотехнічних випробувань реконструйованого водогрійного котла ПТВМ-30м з заміною штатних пальників РГМГ на два пальники SG-150. Наведені скологічні характеристики котла для двох аеродинамічних режимів спалювання газу – з круткою та без крутки газоповітряної суміші при формуванні факелу.

Ключові слова: котел, пальник, температурне поле;

Гламаздин Д. И., Гламаздин П. М. Влияние температурного поля в топке котла на его экологические характеристики.

В статье приведены результаты эколого-теплотехнических испытаний реконструированного водогрейного котла ПТВМ-30м с заменой штатных шести горелок РГМГ на две горелки SG-150. Приведены экологические характеристики котла для двух аэродинамических режимов сжигания газа – с круткой и без крутки газовоздушной смеси при формировании факела.

Ключевые слова: котел, горелка, температурное поле.

Glamazdin D., Glamazdin P. Influence of the temperature field in heating of caldron on his ecological descriptions.

The results of environmental and thermal testing of the reconstructed boiler PTVM-30m with a staff of six replacement burners burner RGMG two SG-150. Given the environmental characteristics of the boiler with two aerodynamic modes of burning gas - with a twist and twist without gas-air mixture in the formation of the flare.

Keywords: boiler, burner, the temperature field.

Леонтьєв Г.Г., Семенюк І.Ю. Практичне впровадження теплонасосних технологій в системі теплопостачання

Розглянуті приклади впровадження теплонасосних установок в

системах теплопостачання, проаналізовані результати їх експлуатації і перспектива використання в енергетиці України.

Список літ.: 6 назв.

Ключові слова: пловий насос, теплопостачання.

Леонтьев Г.Г., Семенюк И.Ю. Практическое внедрение теплонасосных технологий в системе теплоснабжения

Рассмотрены примеры внедрения теплонасосных установок в системах теплоснабжения, проанализированы результаты их эксплуатации и перспектива использования в энергетике Украины.

Список літ.: 6 названий.

Ключевые слова: тепловой насос, теплоснабжение.

Leont'ev G., Semenyuk I. Practical introduction of warmly pump technologies in the system of warmly to supply

Examples of introduction of heat pump installations in district heating systems, analyzed the results of their operation and the prospect of using energy in Ukraine.

List lit.: 6 name.

Keywords: heat-pump, supply of heat.

Фуртат І.Е., Губенко О.В. Отримання біогазу в результаті метаногенезу

Розглянутий процес утворення біогазу в результаті метаногенезу, а також описані установки для отримання біогазу, що працюють в Україні.

Список літ.: 3 назви.

Ключові слова: метаногенезис, біогаз.

Фуртат І.Е., Губенко О.В. Получение биогаза в результате метаногенеза.

Рассмотрен процесс получения биогаза в результате метаногенеза, а также описаны установки для получения биогаза работающие в Украине.

Список літ.: 3 названия.

Ключевые слова: метаногенезис, биогаз.

Furtat I., Gubenko O. Receipt of biogas as a result metanogenesis

It was considered the processes of receiving biogas as a result of methanogenesis, also some of Ukrainian biogas plants were described.

List lit.: 3 name.

Keywords: metanogenisis, biogas.

Ред'ко О.Ф., Бугай В.С., Ред'ко А.О. Моделювання режимів тепlopостачання від гібридної паливно-геотермальної теплової станції

Наведена математична модель режимів відпуску теплоти від гібридної паливно-геотермальної теплової станції, що містить геотермальну циркуляційну систему (ГЦС) та теплогенеруючу установку, працючу на природному газі.

Список літ.: 5 назв.

Ключові слова: геотермальна енергія, паливо, тепlopостачання.

Ред'ко О.Ф., Бугай В.С., Ред'ко А.О. Моделирование режимов теплоснабжения от гибридной топливно-геотермальной тепловой станции

Приведена математическая модель режимов отпуска теплоты от гибридной топливно-геотермальной тепловой станции, содержащей геотермальную циркуляционную систему (ГЦС) и теплогенерирующую установку, работающую на природном газе.

Список літ.: 5 названий.

Ключевые слова: геотермальная энергия, топливо, теплоснабжение.

Red'ko O., Bugay V., Red'ko A. Design of the modes of supply of heat from hybrid fuel-geothermal the thermal station

Mathematical model of a heat supply from hybrid thermal station using natural gas and geothermal energy is represented.

List lit.: 5 name.

Key words: geothermal energy, fuel , heat supply.

Широков С.В., Бегун В.В. Перспективи атомної енергетики України.

У даній роботі представлено місце і роль атомної енергетики на сучасному етапі. Дано порівняння виробництва електроенергії на ядерному паливі та інших джерел снергії. Представлено концепції безпеки реакторів нового покоління.

Список літ.: 7 назв.

Ключові слова: атомна снергетика, реактор, концепція безпеки, бар'єри безпеки.

Широков С.В., Бегун В.В. Перспективы атомной энергетики Украины.

В данной работе представлено место и роль атомной энергетики на современном этапе. Дано сравнение производства электроэнергии на

ядерном топливе и других источников энергии. Представлены концепции безопасности реакторов нового поколения.

Список літ.: 7 названий.

Ключевые слова: атомная энергетика, реактор, концепция безопасности, барьеры безопасности.

Shirokov S., Begun V. Prospects of atomic energy of Ukraine.

In this paper presents place and role of nuclear energy for sovremennom etape. Dano Compare electricity production to nuclear fuel and second sources of energy. Predstavleny security concept new generation reactors.

List lit.: 7 name.

Key words: Nuclear Energetika, reactor safety concept, safety barery.

ВЕНТИЛЯЦІЯ, КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Возняк О.Т. Повітророзподіл у пульсуючому режимі

Степанов М.В. Ваколюк А.С. Єсіна М.М. Природна вентиляція будинків з застосуванням дефлекторів.

Наведені аеродинамічні характеристики дефлекторів ЦАГІ та деяких інших.

Список літ.: 7 назв.

Ключові слова: дефлектор, коефіцієнт опору, ефективність.

Степанов Н.В., Вакалюк А.С., Есина М.М. Природная вентиляция домов с использованием дифлекторов.

Приведены аэродинамические характеристики дефлекторов ЦАГИ и некоторых других.

Список лет.: 7 названий.

Ключевые слова: дефлектор, коэффициент сопротивления, эффективность.

Stepanov M., Vakolyuk A., Esina M. Natural ventilation of houses with the use of deflektors.

Aerodynamic descriptions of deflektors of CAGI are Resulted and some other.

List of years.: 7 names.

Keywords: deflektor, coefficient of resistance, efficiency.

Росковщенко Ю.К., Козирева К.О. Сучасні засоби індивідуального захисту людини на виробництві.

Огляд захисних костюмів на підприємствах зі шкідливими умовами

виробництва, з подальшим створенням індивідуального захисту працівника в будівельній індустрії.

Список літ.: 6 назв.

Ключові слова: шкідливі чинники, протигазотепловий костюм, фільтри, герметичний ізоляючий костюм.

Roskovshenko Ю.К., Kozырева К.О. Современные средства индивидуальной защиты человека на производстве.

Обзор защитных костюмов на предприятиях с вредными условиями производства, с последующим созданием индивидуальной защиты работника в строительной индустрии.

Список літ.: 6 наим.

Ключевые слова: вредные факторы, противогазотепловой костюм, фильтры, герметичный изолирующий костюм.

Roskovshenko Y., Kozырева K. Modern personal protection in the workplace.

Review of protective suits at the enterprises with harmful conditions of production, followed by the creation of worker's individual protection in the construction industry.

Bibliography: 6 titles.

Keywords: harmful factors, gas thermal suit, filters, sealed insulating suit.

Герасимчук О.В., Голишев О.М., Задорожній С.І. Питання стабільної роботи витяжних вентиляторів систем аспірації гірничо-збагачувальних комбінатів

Розглянуто задачу визначення причин відмов роботи витяжних вентиляторів і умов їх стабільної роботи, а також впливластивостей транспортуваного матеріалу на тягодуттєве обладнання. Представлені результати аналітичних досліджень та експериментальні дані.

Список літ.: 8 назв.

Герасимчук О.В., Голишев О.М., Задорожний С.И. Вопрос стабильной работы вытяжных вентиляторов систем аспирации горно-обогатительных комбинатов

Рассмотрена задача определения причины отказов работы вытяжных вентиляторов и условий их стабильной работы, а также влияние свойств транспортированного материала на тягодутовое оборудование. Представлены результаты аналитических исследований и экспериментальные данные.

Список літ.: 8 названий.

**Gerasimchuk O., Golishev O., Zadorozhniy S. Question of stable work
of air-exhausters of the systems of aspiration of ore mining and
processing combines.**

Is considered task of determination of reason of refuses of work of air-exhausters and terms them stable work, and also influence of properties of the transported material on a tyagodutteve equipment. The presented results of analytical researches and experimental information.

List lit.: 8 name.

Рецензії на наукові статті підготували:

Е.С. Малкін,
Ю.К. Рєсковщенко,
М.В. Степанов
Н.А. Швачко.

ЗМІСТ

ТЕПЛООБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ,
ВОДОПОСТАЧАННЯ

Редько А.О., Харлампіді Д.Х., Таракова В.А. Основи проектування теплонасосної установки з горизонтальним 3
грунтовим теплообмінником

Лабай В.Й., Залежність втрат енергії в елементах 14
холодильних машин split-кондиціонерів від кінцевих різниць температур у випарнику і конденсаторі

Мороз П.М. Сучасні транспортабельні модульні котельні установки та модулі нагріву конденсаційного типу в системах тепlopостачання. 21

Петраш В.Д., Басист Д.В. Високоефективні системи опалення цивільних будівель з проміжним розміщенням джерела теплоти 27

Полунін М.М., Петраш В.Д. Реконструкція систем централізованого тепlopостачання на основі застосування схем з трохступеневою термотрансформацією води на гаряче водопостачання 34

Редько А.Ф., Тарадай А.М., Яременко М.А. Режими тепlosнабження зданий централізованої системою з децентралізованими квартирними источниками 39

Росковишенко Ю.К., Сенчук М.П. Резервування тепlopостачання населених пунктів 46

Шахнова В.М., Черних Л.Ф., Лозан М.В., Онопрієнко М.А. Електричні термоакумуляційні системи тепlopостачання будівель 51

Дешко В.І., Шевченко О.М., Шовкалюк М.М., Кріпак І.А. Використання методів моделювання теплового стану приміщень при проведенні енергоаудиту будівель 59

Голышев А.М., Задорожний С.И., Герасимчук А.В. Резервы использования теплоты промышленных выбросов для нужд коммунального хозяйства кривбасса 66

Степова Н.Г., Кушка О.М., Калугін Ю.І. Сучасні методи обробки осаду очисних споруд систем водопідготовки та водовідведення 71

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

Гламаздін Д. П., Гламаздін П. М. Вплив температурного поля в топці котла на його екологічні характеристики 78

Леонтьєв Г.Г., Семенюк І.Ю. Практичне впровадження теплонасосних технологій в системі тепlopостачання 82

Фуртат І.Е., Губенко О.В. Отримання біогазу в результаті метаногенезу 89

Ред'ко О.Ф., Бугай В.С., Ред'ко А.О. Моделювання режимів тепlopостачання від гібридної паливно-геотермальної теплової станції	93
Широков С.В., Бегун В.В., Перспективы атомной энергетики украины	98
ВЕНТИЛЯЦІЯ	
Возняк О.Т., Повітророзподіл у пульсуючому режимі	105
Степанов М.В., Ваколюк А.С., Сєніна М.М. Природна вентиляція будинків з застосуванням дефлекторів.	110
Росковщенко Ю.К., Козирсьва К.О. Сучасні засоби індивідуального захисту людини на виробництві	116
Герасимчук О.В., Голишев О.М., Задорожній С.І. Питання стабільної роботи витяжних вентиляторів систем аспірації гірничо-збагачувальних комбінатів	120
Видатні вчені, педагоги	128
Анотації	132

Наукове видання

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ
ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

Науково-технічний збірник

Випуск 15

Підписано до друку 29.03.2012. Формат 60 × 84 1/16

Ум. друк. арк. 8,60. Обл.-вид. арк. 9,25.

Тираж 150 прим. Вид. № 5/ІІ-12 . Зам. № 43/1-12

КНУБА, Повітрофлотський проспект, 31, Київ, Україна, 03680

E-mail: red-isdat@knuba.edu.ua

Віддруковано в редакційно-видавничому відділі
Київського національного університету будівництва і архітектури

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру суб'єктів
Видавничої справи ДК № 808 від 13.02.2002 р.