

УДК 621.577+644.652+697

М. К. Безродний, д-р. техн. наук, проф., ORCID 0000-0002-0788-5011

С. О. Ословський, ORCID 0000-0003-2223-0248

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

## **ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОНАСОСНО-РЕКУПЕРАТОРНОЇ СИСТЕМИ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ І ВЕНТИЛЯЦІЇ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОТИ ҐРУНТУ ТА ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ ВИКИДІВ**

*Розглянуто комбіновану теплонасосно-рекуператорну схему водяного опалення і вентиляції з використанням теплоти ґрунту та вентиляційних викидів. Виконано термодинамічний аналіз схеми теплопостачання, на основі якого визначені температурні параметри у вузлових точках системи, питомі затрати зовнішньої енергії на одиницю виробленої теплоти на вході в об'єкт опалення та вентиляції та частку теплового навантаження, що покривається ґрунтовим теплообмінником. Побудовано та проаналізовано графічні залежності критеріїв ефективності від величин, що визначають умови роботи схеми. Проведено співставлення отриманих критеріїв енергоефективності з відповідними значеннями для традиційної теплонасосної системи з ґрунтовим теплообмінником.*

**Ключові слова:** тепловий насос, вертикальний ґрунтовий колектор, низькотемпературне опалення, вентиляційні викиди, теплота ґрунту, термодинамічна ефективність.

### **Вступ**

На даний час теплонасосна технологія отримання теплової енергії є загально визнаною альтернативою в вирішенні проблеми економії енергії та підвищення енергоефективності традиційного теплогенеруючого обладнання. Завдяки відомим перевагам широкого розповсюдження у світі в системах теплопостачання різних об'єктів набули, зокрема, теплові насоси з використанням теплоти ґрунту. Однак, в Україні такі системи досі не набули широкого використання з цілого ряду причин, однією з яких є досить великі стартові капіталовкладення та високий рівень окупності, що для ґрунтового теплового насосу становить в середньому 5-7 років [1]. Тому актуальними на даний час є роботи в напрямку підвищення енергоефективності таких систем, що може сприяти зменшенню як експлуатаційних, так і початкових капітальних затрат на спорудження теплового насосу і ґрунтового теплообмінника. Відповідні задачі можуть бути вирішені шляхом розробки комбінованих теплонасосних систем з використанням окрім теплоти ґрунту додаткових низькотемпературних джерел енергії [2,3].

Конкретні можливості для розробки і впровадження в роботу таких нових схем виникають при розгляді та рішенні питань опалення та вентиляції широкого класу об'єктів, серед яких школи, лікарні, дитячі садочки, торговельно-розважальні комплекси, виробництва та інші. Характерним для таких об'єктів є великий об'єм приміщень та великі витрати теплоти на вентиляцію. В такому випадку виникають задачі комбінування як верхніх (опалення та вентиляція), так і нижніх джерел енергії з використанням, як додаткового джерел, теплоти вентиляційних викидів

В цьому напрямку було розроблено комбіновану схему для опалення та вентиляції об'єкта з використанням теплоти вентиляційних викидів та ґрунту. Проведено термодинамічний аналіз такої схеми, на основі якого зроблені висновки щодо зменшення питомих затрат зовнішньої енергії на систему опалення і вентиляції та пониження стартових капітальних затрат на виготовлення і монтаж теплового насосу і ґрунтового теплообмінника.

**Мета та завдання**

Метою статті є проведення аналізу термодинамічної ефективності схеми опалення та вентиляції об'єкта з використанням ґрунтового теплового насосу та вентиляційних викидів, як низькопотенційної скидної енергії.

**Опис роботи схеми**

Принципова схема теплонасосного опалення та вентиляції показана на рис. 1.

Особливістю наведеної схеми є поєднання ґрунтового теплового насосу з системою водяного опалення та вентиляції приміщення, а також з рекуператором для використання теплоти вентиляційних викидів  $Q_{\text{вент}}$ . За цією схемою свіже атмосферне повітря попередньо підігрівається в рекуператорі за рахунок теплоти відпрацьованого витяжного повітря до температури  $t_n$  і направляється в опалюване приміщення, де догрівається до необхідної температури припливного повітря  $t_p$ . ґрунтовий тепловий насос, що є джерелом теплоти для всієї системи, забезпечує як необхідний догрів вентиляційного повітря, так і витрату теплоти  $Q_{\text{оп}}$  для системи водяного опалення об'єкта теплопостачання. Очевидно, що чим більше тепловий потік, що втрачається на вентиляцію в порівнянні з тепловим потоком на опалення і чим більша доля цього теплового потоку повертається за допомогою рекуператора на вхід в приміщення, тим менший тепловий потік від конденсатора теплового насоса необхідний для того, щоб задовольнити загальні витрати теплоти на опалення і вентиляцію приміщення.

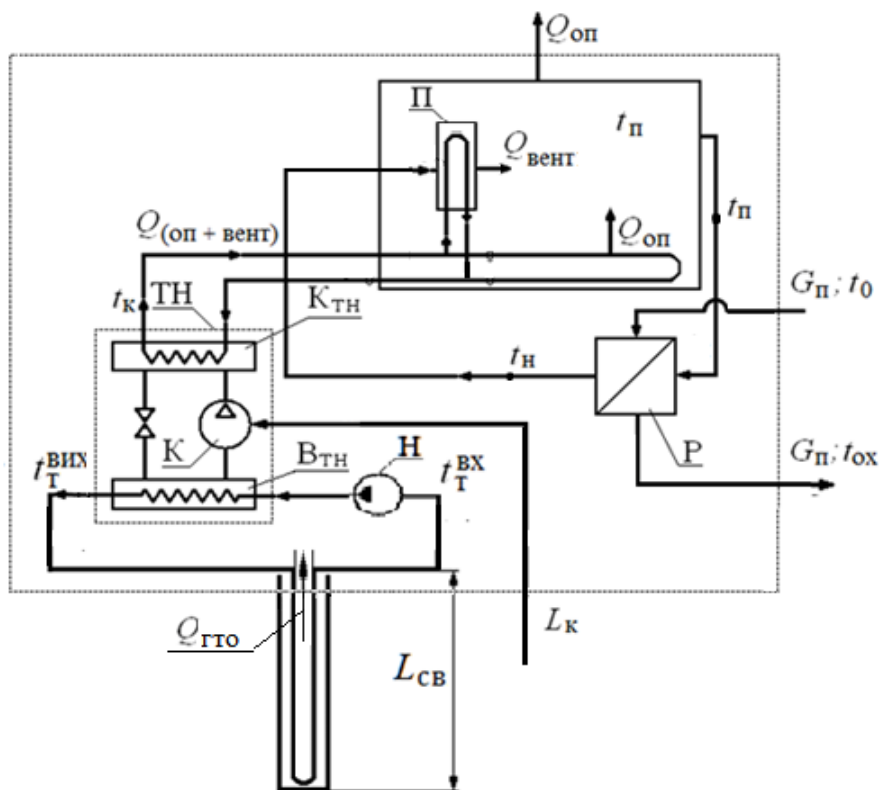


Рисунок 1 – Принципова схема комбінованої теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційних викидів та ґрунту: ТН – тепловий насос; К<sub>тн</sub> – конденсатор ТН; В<sub>тн</sub> – випарник ТН; К – компресор; П – підігрівач повітря після рекуператора; Н – насос нижнього контуру; Р – рекуператор

**Термодинамічний аналіз теплонасосної системи опалення**

Для того, щоб виконати термодинамічний аналіз представленої схеми і визначити на його основі її енергоефективність, необхідно попередньо визначити невідомі параметри в вузлових точках схеми. Якщо вважати заданими такі параметри схеми, як температура повітря в приміщенні  $t_p$ , температура зовнішнього атмосферного приміщення  $t_0$ , витрату теплоти на опалення  $Q_{\text{оп}}$  і на вентиляцію  $Q_{\text{вент}}$ , то невідомими параметрами схеми будуть: температури повітря після рекуператора  $t_n$  і  $t_{\text{ox}}$ , температура води на виході з конденсатора ТН, температури теплоносія на вході і виході з випарника ТН  $t_T^{\text{BX}}$ ,  $t_T^{\text{VIX}}$ , а також тепловий потік від ґрунтового теплообмінника  $Q_{\text{ґто}}$ .

Якщо ефективність роботи рекуператора охарактеризувати величиною коефіцієнта рекуперації  $\eta_p$

$$\eta_p = \frac{t_n - t_{ox}}{t_n - t_0}, \quad (1)$$

то на основі рівняння теплового балансу рекуператора можна визначити величини  $t_n$  і  $t_{ox}$  [3]

$$t_n = t_0 + (t_n - t_0)\eta_p, \quad (2)$$

$$t_{ox} = t_n - (t_n - t_0)\eta_p. \quad (3)$$

Температура теплоносія на вході в випарник ТН  $t_T^{BX}$  або на виході з ґрунтового теплообмінника (ГТО) може бути прийнята на основі рекомендацій [4,5] щодо умов ефективної роботи ГТО. Тоді, температура теплоносія на виході з випарника  $t_T^{ВНХ}$  може бути визначена за умови підтримання оптимальної різниці температур на вході і виході з випарника ТН [ ] як  $t_T^{ВНХ} = t_T^{BX} - \Delta t_{опт}$ , де

$$\Delta t_{опт} = \sqrt{\frac{A(273 + t_k + \Delta t_k)}{\eta_v \eta_{пр}}} \left[ \eta_{ТН}^{-1} + \frac{273 + t_T^{BX} - \Delta t_{вип}}{273 + t_k + \Delta t_k} \right]. \quad (4)$$

Температура теплоносія  $t_k$ , що подається в систему опалення, визначається за співвідношенням [6]:

$$t_k = t_{п} + (t_T^p - t_{п}) \left[ \frac{(t_{п} - t_0)}{(t_{п} - t_0^p)} \right]^{\frac{1}{(1+n)}}, \quad (5)$$

де  $t_n$  – температура повітря у приміщенні, становить 20°C;  $t_0$  – температура навколишнього атмосферного повітря;  $t_T^p$  – розрахункова температура ґріючого теплоносія в системі опалення за розрахункової температури атмосферного повітря  $t_0^p$  (у даних розрахунках ця температура складає 20 °C);  $n = 0$  для низькотемпературних систем опалення. Розрахункова температура теплоносія в системі опалення приймається  $t_T^p = 45$  °C.

Тепловий потік від ґрунтового теплообмінника  $Q_{ГТО}$  в схемі з рекуператором може бути визначений із рівняння теплового балансу всієї схеми

$$G_n c_n t_0 + L_k + Q_{ГТО} = Q_{оп} + G_n c_n t_{ox}, \quad (6)$$

де  $L_k$  - потужність приводу компресора ТН може бути представлена як

$$L_k = \frac{Q_{вип}}{\varphi - 1} = \frac{Q_{ГТО}}{\varphi - 1}, \quad (7)$$

а  $Q_{оп}$  - витрата теплоти на опалення визначається із співвідношення витрат теплоти на вентиляцію і опалення  $m = Q_{вент} / Q_{оп}$  як

$$Q_{оп} = \frac{Q_{вент}}{m} = G_n c_n (t_n - t_0) \frac{1}{m}. \quad (8)$$

Тоді, із рівняння (6) з урахуванням (7) і (8) отримуємо вираз для  $Q_{ГТО}$

$$Q_{ГТО} = G_n c_n (t_n - t_0) \left[ \frac{1+m}{m} - \eta_p \right] \frac{\varphi - 1}{\varphi}. \quad (9)$$

Коефіцієнт трансформації теплоти  $\varphi$  в рівнянні (9) визначається як

$$\varphi = \Phi_T \eta_{ТН}, \quad (10)$$

де  $\eta_{\text{ТН}}$  – коефіцієнт, що враховує реальні процеси, що здійснюються робочим тілом у ТН, який згідно з рядом джерел може змінюватись в діапазоні 0,6...0,8 (приймаємо  $\eta_{\text{ТН}} = 0,6$ ) [5];  $\varphi_{\text{Т}}$  – теоретичний коефіцієнт трансформації ТН.

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно  $\varphi_{\text{Т}}$  з урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі ТН визначається за співвідношенням

$$\varphi_{\text{Т}} = \frac{1}{1 - \frac{T_{\text{в}}^{\text{ТН}}}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}}}} = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{в}}}{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}}}}, \quad (11)$$

де  $T_{\text{в}}^{\text{ТН}}$  – абсолютна температура випаровування холодильного агента у випарнику ТН, К;  $T_{\text{к}}^{\text{ТН}}$  – абсолютна температура конденсації холодильного агента в конденсаторі ТН, К;  $t_{\text{в}}$  – температура теплоносія на виході з випарника ТН, °С;  $t_{\text{к}}$  – температура води на виході з конденсатора ТН, °С;  $\Delta t_{\text{в}}$  – температурний перепад між потоками теплоносія нижнього контуру й холодильного агента на виході з випарника ТН, °С;  $\Delta t_{\text{к}}$  – температурний перепад між потоками холодильного агента і води на виході з конденсатора ТН, °С. У літературі наводяться числові значення температурних перепадів у конденсаторі і випарнику для ТН типу «грунт– вода». Згідно з [8] для конденсатора і випарника ТН можна прийняти  $\Delta t_{\text{к}} = \Delta t_{\text{в}} = 5$  °С.

Після визначення невідомих параметрів можна визначити характеристики енергоефективності схеми. Такими характеристиками для даної схеми можуть бути: питомі затрати зовнішньої енергії на вироблення одиниці теплоти для задоволення потреб вентиляції і опалення, питомі витрати теплоти ґрунту в загальній кількості теплоти, що витрачається на опалення і вентиляцію, а також відношення теплової потужності ґрунтового теплообмінника в схемі з рекуператором до відповідної потужності в схемі без рекуператора.

Питомі затрати зовнішньої енергії на вироблення одиниці теплоти на вході даної системи тепlopостачання можуть бути визначені як відношення затрат енергії на привід компресора ТН до загальних витрат теплоти на опалення і вентиляцію

$$l_{\text{оп+вент}} = \frac{L_{\text{к}}}{Q_{\text{оп}} + Q_{\text{вент}}}. \quad (12)$$

Величина  $L_{\text{к}}$  визначається за рівняннями (7) і (9), а загальні витрати теплоти на систему тепlopостачання можна виразити як

$$Q_{\text{оп}} + Q_{\text{вент}} = Q_{\text{оп}}(1 + m) = Q_{\text{вент}} \frac{1 + m}{m} = G_{\text{п}} C_{\text{п}} (t_{\text{п}} - t_0) \frac{1 + m}{m}, \quad (13)$$

Тоді, з урахуванням (7), (9) і (13) рівняння (12) набуває вигляду

$$l_{\text{оп+вент}} = \frac{1}{\varphi} \left[ 1 - \eta_{\text{р}} \frac{m}{1 + m} \right]. \quad (14)$$

Важливою характеристикою даної системи тепlopостачання є відносна потужність ґрунтового теплообмінника, оскільки вона в значній мірі визначає капітальні затрати на спорудження системи. Аналогічно рівнянню (12) вона може бути визначена як

$$l_{\text{ГТО}} = \frac{Q_{\text{ГТО}}}{Q_{\text{оп}} + Q_{\text{вент}}}. \quad (15)$$

З урахуванням рівнянь (9) для  $Q_{\text{ГТО}}$  і (13) для суми  $Q_{\text{оп}} + Q_{\text{вент}}$  рівняння (15) приймає вигляд

$$l_{\text{ГТО}} = \left( 1 - \frac{m}{1 + m} \eta_{\text{р}} \right) \frac{\varphi - 1}{\varphi}. \quad (16)$$

Нарешті, цікавою характеристикою для даної системи є відношення теплової потужності ґрунтового теплообмінника в системі з рекуператором по відношенню до відповідної потужності ГТО в традиційній системі без рекуператора, оскільки ця величина показує відносне зменшення затрат на спорудження ГТО в системі з рекуператором. При цьому теплова потужність ГТО  $Q_{\text{ГТО}}$  в системі з

рекуператором може бути визначена за рівнянням (9), а потужність ГТО  $Q_{\text{ГТО}}^{\text{б.р.}}$  в системі без рекуператора за тим же рівнянням при  $\eta_p = 0$ , тобто за рівнянням

$$Q_{\text{ГТО}}^{\text{б.р.}} = G_{\text{п}} c_{\text{п}} (t_{\text{п}} - t_0) \left[ \frac{1+m}{m} \right] \frac{\varphi-1}{\varphi} . \quad (17)$$

Тоді, з урахуванням (9) і (17) отримуємо

$$\frac{Q_{\text{ГТО}}}{Q_{\text{ГТО}}^{\text{б.р.}}} = 1 - \frac{m}{1+m} \eta_p . \quad (18)$$

### Розрахунковий аналіз схеми

Для визначення основних параметрів та величин, що характеризують енергетичну ефективність використання запропонованої схем було використано метод чисельного аналізу.

Вихідні дані для розрахунку:

- температура повітря в приміщенні  $t_{\text{п}} = 20^{\circ} \text{C}$  ;
- температура теплоносія нижнього контуру ТН на виході з ГТО або на вході до випарника ТН прийнята згідно з рекомендаціями [4,5]  $t_{\text{Т}}^{\text{ВХ}} = 3^{\circ} \text{C}$  ;
- розрахункова температура води на вході в низькотемпературну систему опалення-вентиляції прийнята на рівні  $t_{\text{Т}}^{\text{П}} = 45^{\circ} \text{C}$  ;
- температура навколишнього атмосферного повітря  $t_0 = -20 \dots 15^{\circ} \text{C}$  ;
- відношення витрат теплоти на вентиляцію та опалення прийнято в діапазоні, що відповідає його значенням як для житлових, так і для громадських приміщень  $m = 0 \dots 2,0$ .
- коефіцієнт рекуперації рекуператора-утилізатора теплоти відпрацьованого повітря прийнятий у відповідності з даними роботи [9]  $\eta_p = 0,4 \dots 0,8$ ;

На початковій стадії оцінки ефективності використання рекуператора вентиляційних викидів в даній схемі, приведемо залежність температури припливного повітря, підігрітого в рекуператорі від температури навколишнього повітря (рис. 2). Із рисунка видно, що попередній підігрів припливного повітря в утилізаторі в значній мірі підвищує його температуру на вході в приміщення і тим більше, чим нижче температура зовнішнього атмосферного повітря і чим вище значення коефіцієнта рекуперації утилізатора  $\eta_p$ . Дане явище вказує на те, що рекуперативний підігрів повітря перед подачею до приміщення значно знижує затрати енергії в додаткових теплообмінних апаратах систем припливної вентиляції та суттєво покращує умови їх роботи (знижує ризик обмерзання теплообмінних поверхонь та повітропроводів).

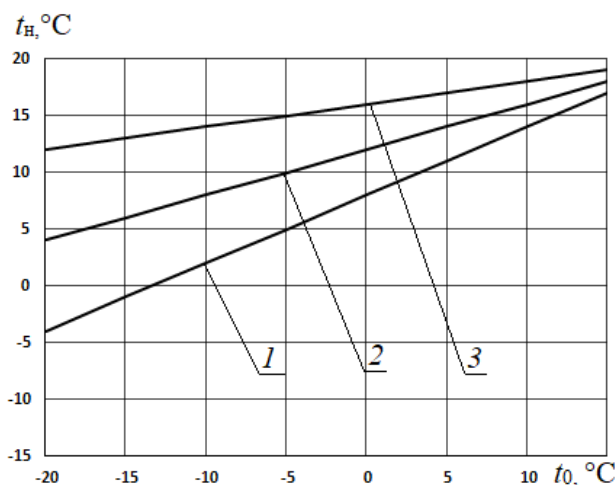


Рисунок 2 – Залежності температури припливного повітря на виході з рекуператора від температури навколишнього середовища: 1-3  $-\eta_p = 0,4; 0,6; 0,8$

Важливою характеристикою термодинамічної ефективності теплонасосної системи теплопостачання є питомі затрати зовнішньої енергії на систему. На рис. 3, а - в показана залежність  $l_{оп+вент}$  від температури зовнішнього повітря при різних значеннях коефіцієнтів  $m$  та  $\eta_p$ . Штрихова лінія на цих рисунках відповідає значенню  $m = 0$ , тобто випадку відсутності вентиляції і затратам енергії тільки на систему опалення. Видно, що питомі затрати енергії на комбіновану систему опалення і вентиляції зменшуються, причому тим в більшій мірі, чим більше значення як величини  $m$ , так коефіцієнта  $\eta_p$ . З графіків також можна зробити висновок, що в даних межах зміни коефіцієнтів  $m$  і  $\eta_p$  за рахунок використання рекуператора питомі затрат енергії на опалення та вентиляцію можна зменшити на величину від 15 до 50 %.

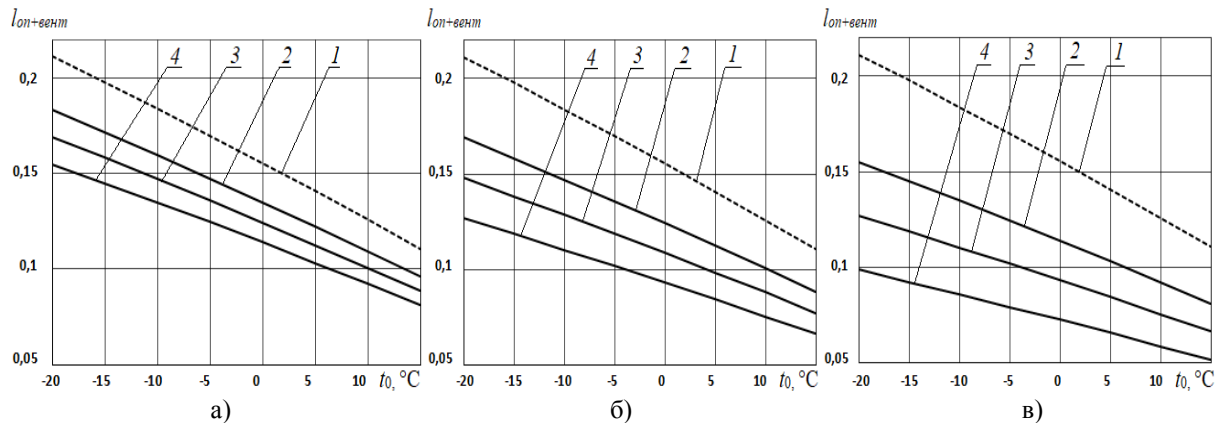


Рисунок 3 – Залежності питомих затрат зовнішньої енергії на опалення та вентиляцію від температури атмосферного повітря: а -  $\eta_p = 0,4$ ; б -  $0,6$ ; в -  $0,8$ ; 1-4 -  $m = 0; 0,5; 1,0; 2,0$  відповідно

Іншою характеристикою, яка показує ефективність даної комбінованої теплонасосної схеми теплопостачання з використанням ґрунтового теплового насоса і рекуператора вентиляційного повітря, є доля теплоти  $l_{ГТО}$ , що постачається за допомогою ГТО, в загальній витраті теплоти на опалення і вентиляцію. Графіки зміни цієї характеристики від параметрів задачі наведені на Рис. 4, а - в. Штриховою лінією на цих графіках показана відповідна залежність для  $l_{ГТО}$  при значенні  $m = 0$ , тобто для системи без вентиляції.

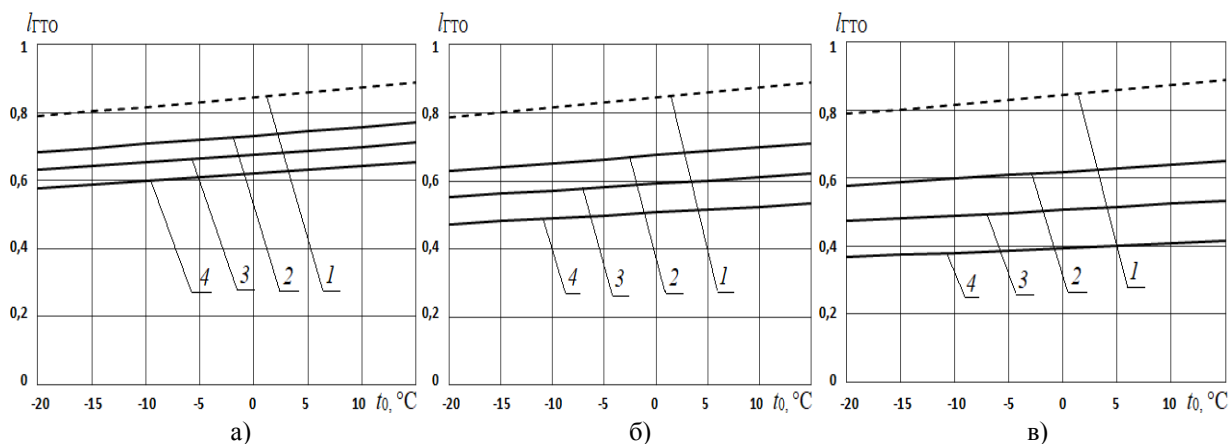


Рисунок 4 – Залежності частки теплоти, що надходить від вертикального ґрунтового теплообмінника в загальній кількості теплоти на опалення та вентиляцію від температури атмосферного повітря: а), б), в) -  $\eta_p = 0,4; 0,6; 0,8$  відповідно; 1-4 -  $m = 0; 0,5; 1,0; 2,0$

Отримані залежності ділять графічну область на три зони: перша – під суцільними лініями – показує кількість теплоти в загальному тепловому потоці, що забезпечується за рахунок ГТО; друга – над штриховими лініями – відповідає енергії, що підведена до системи за рахунок роботи компресора ТН; третя – між штриховими і суцільними лініями – відповідає відносному вкладу теплоти від рекуператора

підігрівача припливного повітря в загальній кількості теплоти на опалення та вентиляцію. З графіків на Рис. 4 видно, що відносний вклад теплоти від ГТО з ростом величин  $m$  і  $\eta_p$  зменшується, що свідчить про зменшення габаритів ГТО, а значить, і капітальних затрат на його спорудження. При  $m = 2$  і  $\eta_p = 0,8$  зменшення величини  $l_{ГТО}$  може бути більше, ніж в 2 рази. Цікаво, що зменшення теплової потужності ГТО слабо залежить від температури навколишнього повітря.

Відносна зміна теплової потужності ґрунтового теплообмінника від параметрів  $m$  і  $\eta_p$  для даної теплонасосно-рекуператорної схеми опалення і вентиляції в порівнянні з теплонасосною системою опалення і вентиляції без рекуператора проілюстрована на Рис. 5.

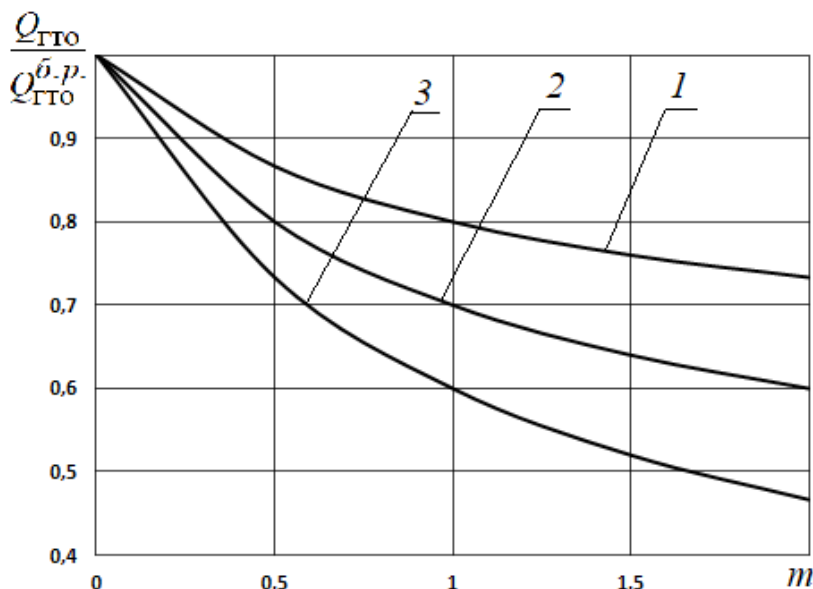


Рисунок 5 – Залежність відношення навантажень на вертикальний ґрунтовий теплообмінник у схемі з використанням рекуператора та без нього від коефіцієнта  $m$ : 1-3 –  $\eta_p = 0,4; 0,6; 0,8$  відповідно

Можна чітко прослідкувати, що в даному діапазоні зміни параметрів  $m$  і  $\eta_p$  потужність ГТО в схемі з рекуператором в порівнянні зі схемою без рекуператора зменшується на величину від 20 до 53 %. Тому можна зробити висновок, що відповідне зменшення геометричних розмірів або числа ГТО у теплонасосній схемі з використанням рекуператора-утилізатора відпрацьованого повітря приводить до значних не тільки експлуатаційних, а і капітальних затрат.

#### Висновки

1. Запровадження запропонованої комбінованої схеми збільшує температуру повітря, що подається на підігрівачі вентиляційної системи. Це в свою чергу зменшує навантаження на теплообмінники вентиляції та покращує умови їх роботи, зменшуючи ризик обмерзання повітропроводів.

2. Запропонована теплонасосна схема призводить до зменшення питомих затрат енергії на вироблення одиниці теплоти для задоволення потреб водяного опалення і вентиляції приміщення.

3. Енергоефективність системи тепlopостачання підвищується зі збільшенням як коефіцієнта рекуперації рекуператора, так і відносної витрати теплоти на вентиляцію в порівнянні з витратою теплоти на опалення.

4. Зменшення загальних затрат енергії на систему опалення і вентиляції має наслідком не тільки підвищення енергоефективності системи тепlopостачання, але приводить і до зменшення капітальних затрат на спорудження теплонасосної установки (зокрема, на спорудження дороговартісного ґрунтового теплообмінника) пропорційно зменшенню її необхідної потужності.

#### Список використаної літератури

1. Lund, J. Geothermal (ground-source) heat pumps a world overview. China: GHC BULLETIN. – 2016. – С. 25-48.
2. Мацевитый Ю. М. О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины / Ю. М. Мацевитый, Н. Б. Чиркин, Л. С. Богданович, А. С. Клепанда // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 3. – С. 20–31.

3. Безродний М. К. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання: монографія / М. К. Безродний, Н. О. Притула. – К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2016. – 272с.

4. Костиков А. О. Влияние теплового состояния грунта на эффективность теплонасосной установки с грунтовым теплообменником / А.О. Костиков, Д. Х. Харлампиди // *Енергетика: економіка, технології, екологія*. - 2009. - № 1. - С. 32-40.

5. Басок Б. И. Динамика теплообмена жидкости в грунтовом прямолинейном одиночном трубном элементе (теплообменнике) / Б. И. Басок, А. А. Авраменко, С. С. Рыжков, А. А. Лунина // *Промышленная теплотехника*. - 2009. - № 1. - С. 62-67.

6. Шубин Е. П. Основные вопросы проектирования систем тепло снабжения городов / Е. П. Шубин. - М.: Энергия, 1979. - 359 с.

7. Steward, F. R. Optimum arrangement and use of heat pumps in recovery waste heat / F. R. Steward // *Energy Conversion Mgmt.* – 1984. Vol. 24 – № 2. – С. 123–129.

8. Морозюк, Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / Т. В. Морозюк. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – С. 521-550.

9. Безродный М.К. Хавин С.А. Analysis of energy and environmental aspects of waste heat recovery of the industrial gases.- *Экотехнологии и ресурсосбережение*, 2003, №1, с.18-21.

**M. Bezrodny**, Dr. Eng. Sc., Prof., ORCID 0000-0002-0788-5011  
**S. Oslovskiy**, ORCID 0000-0003-2223-0248  
**National Technical University of Ukraine**  
**"Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"**

## **THE ENERGY EFFICIENCY OF THE HEAT PUMP RECUPERATIVE SYSTEM OF WATER HEATING AND VENTILATION USING THE HEAT OF THE SOIL AND VENTILATION EMISSIONS**

*The combined heat pump-recuperative scheme of water heating and ventilation using ground heat and ventilation emissions is considered. A thermodynamic analysis of the heat supply scheme was completed. Based on this analysis, the temperature parameters at the nodal points of the system, the unit cost of external energy per unit of heat produced at the entrance to the object of heating and ventilation and the proportion of heat load covered by the soil heat exchanger are determined. The graphical dependences of the efficiency criteria on the quantities that determine the conditions of operation of the circuit are constructed and analysed. A comparison of the obtained energy efficiency criteria with the corresponding values for a traditional heat pump system with the ground heat exchanger was completed. The introduction of the proposed combined scheme increases the air temperature supplied to the heater of the ventilation system. This, in turn, reduces the capacity of the heat exchangers of the ventilation system and improves the conditions of their operation, reducing the risk of icing over ducts.*

*The proposed heat pump scheme leads to a decrease in specific energy consumption per unit of heat to meet the needs of water heating and ventilation of the premises.*

*The energy efficiency of the heat supply system increases with the increase of both the recuperation coefficient of the recuperator and the relative heat consumption for ventilation compared with the heat consumption for heating.*

*Reducing the total energy consumption for the heating and ventilation system results not only in increasing the energy efficiency of the heat supply system, but also leads to a decrease in capital costs for the construction of a heat pump unit (in particular, for the construction of a pre-heavily ground heat exchanger) in proportion to the reduction of its required capacity.*

**Keywords:** heat pump, vertical ground collector, low-temperature heating, ventilation emissions, ground energy, thermodynamic efficiency.

### **References**

1. Lund, J. Geothermal (ground-source) heat pumps a world overview. China: *GHC BULLETIN*. – 2016. – pp. 25-48.



2. Matsevityi, P. P. About rational use of heat pump technologies in the economy of Ukraine. Kyiv: Energy saving. Power engineering. Energy audit. – 2007. - №3. - pp. 20-31.
3. Bezrodny M.K. Thermodynamic and energy efficiency of heat pump heat supply circuits: monograph / M.K. Bezrodny, N.O. Pritula - Kyiv: NTUU "KPI" View "Polytechnic", 2016. - 272 p.
4. Kostikov A. O. (2009). The influence of the thermal state of the soil on the efficiency of a heat pump installation with an underground heat exchanger. Power engineering: economics, technology, ecology, Industrial heat engineering, - pp. 32-40.
5. Basok B. I., Avramenko A. A., Ryzhkov S. S., Lunina A. A. (2009). Dynamics of heat transfer in a groundless rectilinear single pipe element (heat exchanger) (1st ed.). Ukraine: Industrial heat engineering. – pp. 62-67.
6. Shubin E. P. (1979). The main issues of designing urban heat supply systems. Moscow: Energy. – pp. 28-59.
7. Steward, F. R. Optimum arrangement and use of heat pumps in recovery waste heat / F. R. Steward //Energy Conversion Mgmt. – 1984. Vol. 24 – № 2. – pp. 123–129.
8. Morozjuk, T. V. (2006). The theory of chillers and heat pumps. Odessa, Ukraine: Studija «Negociant»/ - pp. 521-550.
9. Bezrodny M. K., Khavin S. O.. (2003). Analysis of energy and environmental aspects of waste heat recovery of the industrial gases (1st ed.). Ukraine: Ecotechnologies and resource saving.

Надійшла 30.11.2018

Received 30.11.2018

УДК 666.193; 66.047.37

**А.В. Тимошенко**, к.т.н., ORCID 0000-0001-6840-5491

**Т.Г. Беляєва**, к.т.н., ORCID 0000-0002-9748-6662

**В.Г. Стецюк**, ORCID 0000-0002-6051-3145

**Р.Я. Сороковий**, ORCID 0000-0003-4443-4559

**М.В. Мороз**, ORCID 0000-0001-5079-6340

**Інститут технічної теплофізики НАН України**

## **КОНВЕКТИВНА СУШКА ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЙНИХ БАЗАЛЬТО-БЕНТОНІТОВИХ ВИРОБІВ**

*В роботі наводяться результати експериментального дослідження повітряної конвективної сушки плоских базальто-бентонітових теплоізоляційних виробів різної товщини та густини. Вивчався вплив на інтенсивність процесу температури та середньої швидкості агента сушіння. Для теплоізоляційних виробів спостерігаються періоди з постійною та падаючою швидкістю сушіння. В розглянутому діапазоні товщин спостерігається, як перший, так і другий критичний вологовміст. Відмічається, що зі зменшенням товщини теплоізоляційного виробу збільшуються величини критичних вологовмістів. Встановлено вплив на кінетичні характеристики процесу сушіння товщини та густини теплоізоляційного виробу. Наводиться залежність для швидкості сушіння в першому періоді, як функції від температури та швидкості агента сушіння. З використанням методу В.В. Краснікова побудовано узагальнені криві повітряної конвективної сушки, встановлено величини приведених критичних вологовмістів та відносних коефіцієнтів сушіння. Одержано узагальнену залежність для розрахунку часу повітряної конвективної сушки теплоізоляційних базальто-бентонітових виробів різної товщини та густини.*

**Ключові слова:** теплоізоляція, енергоефективність, повітряна конвективна сушка, базальтові волокна.