

ЕНЕРГЕТИКА ТА НОВІ ЕНЕРГОГЕНЕРУЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

УДК 621.577 + 697.1

М.К. Безродний, Н.О. Притула

ОПТИМАЛЬНА РОБОТА ТЕПЛООВОГО НАСОСА В НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ СИСТЕМАХ ОПАЛЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОТИ ГРУНТУ

The paper under scrutiny studies optimum operation of the heat pump in low-temperature heating systems utilizing the ground heat. When using the ground heat in the heat pump heating system there is an optimal degree of cooling brine in the evaporator of the heat pump corresponding to the minimum total cost of electricity for heat pump heating system as a whole. Through experiments conducted, we determine that the optimal degree of cooling brine in the evaporator of the heat pump largely depends on the constants A complex. However, it poorly depends on the calculated temperature of heat carrier for heating in the range of 30–50 °C, brine temperature at the inlet of the evaporator in the range of 2–5 °C and the ambient temperature. Finally, we obtain a formula for determining the optimal degree of cooling brine in the evaporator, depending on the constants A complex.

Вступ

Повсюдні поверхневі геотермальні ресурси можуть бути доцільно використані геотермальними тепловими насосами (ТН). Це цікава технологія, яка, як очікується, значною мірою сприятиме скороченню споживання первинної енергії для опалення та сприятиме зменшенню впливу на навколишнє середовище.

На сьогодні масштаби впровадження геотермальних ТН у світі приголомшливі. В США щорічно виробляється близько 1 млн геотермальних ТН. Кількість ТН з ґрунтовими теплообмінниками в Австрії й Швейцарії, відповідно, становить 82 і 40 % від загальної кількості встановлених у цих країнах ТН [1, 2]. В Україні ці технології також привертають до себе увагу і потребують детального вивчення.

Найбільша енергоефективність геотермальних систем досягається під час роботи з низькотемпературними системами опалення (30–50 °C): підлогове або стінове опалення. Таким чином, нині широкої популярності набуває поєднання низькотемпературного опалення із сучасною енергозберігаючою технологією генерування теплоти – ТН [3, 4].

При використанні розсолно-водяної теплонасосної системи виникає неоднозначність у виборі умов роботи випарника, оскільки ступінь охолодження соляного розчину у випарнику впливає на умови роботи як компресора ТН, так і насоса. В [3–5] наведені різні значення ступеня охолодження соляного розчину у випарнику від 3 до 5 °C без надання жодного термодинамічного обґрунтування вибору цього значення. У зв'язку з цим постає завдання оптимізації режимів роботи ТН і насоса, пов'язане з мінімізацією сумарних затрат зов-

нішньої енергії на теплонасосну систему низькотемпературного водяного опалення.

Постановка задачі

Метою роботи є дослідження оптимальної роботи теплового насоса в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти ґрунту. Необхідно визначити оптимальний ступінь охолодження соляного розчину у випарнику ТН, якому будуть відповідати мінімальні сумарні затрати електроенергії на привід насоса та компресора ТН; встановити, від яких параметрів залежить оптимальний ступінь охолодження розсолу у випарнику та на основі цього вивести просту залежність для практичного застосування.

Термодинамічний аналіз системи

На рис. 1 наведено принципову схему низькотемпературного водяного опалення з використанням розсолно-водяного ТН.

Трубами ґрунтового колектора рухається незамерзаючий теплоносіє, який нагрівається за рахунок теплоти ґрунту, а потім віддає теплоту водяній системі теплопостачання будинку. Соляний розчин з температурою $t_{c,p}^{BX}$ й об'ємною затратою $V_{c,p}$ насосом з ґрунтового колектора подається у випарник ТН. Тут соляний розчин охолоджується і на виході його температура становить $t_{c,p}^{BIX}$. Опалювальне приміщення має теплові втрати в навколишнє середовище Q_{on} . Для їх компенсації використовується тепловий потік від конденсатора ТН Q_k з температурою теплоносія t_k на вході в систему опалення.

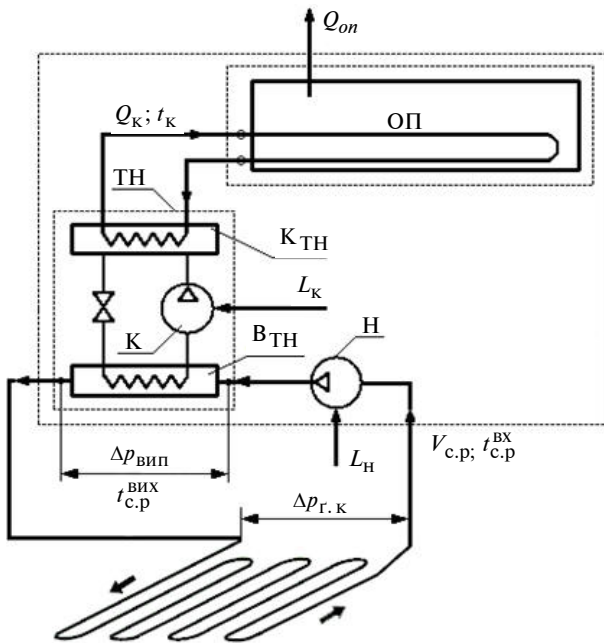


Рис. 1. Принципова схема низькотемпературного водяного опалення з використанням розсолюно-водяного теплового насоса: ОП – опалювальне приміщення; ТН – тепловий насос; $K_{ТН}$ – конденсатор ТН; $V_{ТН}$ – випарник ТН; К – компресор; Н – насос

При заданому значенні величини теплового потоку Q_k зміна температури соляного розчину $t_{с.р}^{вх}$ на виході з випарника ТН приводить до необхідності зміни його об'ємної затрати, що, у свою чергу, викликає зміну затрат енергії на привід насоса. Разом з цим, зміна температури $t_{с.р}^{вх}$ при постійному значенні температури на виході з конденсатора t_k веде до зміни умов роботи й затрат енергії на привід компресора ТН. У зв'язку з тим, що затрати енергії на привід компресора ТН і насоса, що нагнітає соляний розчин до випарника, змінюються в протилежних напрямках, має бути оптимальне значення температури соляного розчину $t_{с.р}^{опт}$, яке відповідатиме мінімуму сумарних затрат енергії на систему опалення в цілому.

Для визначення оптимальних режимів роботи ТН та насоса нагнітання соляного розчину до випарника проаналізуємо питомі сумарні затрати енергії на систему опалення, які можна подати у такому вигляді:

$$l_{on} = \frac{L_{сум}}{Q_{on}} = \frac{L_k + L_n}{Q_k}, \quad (1)$$

де L_k, L_n – затрати енергії на компресор та насос відповідно; Q_k – тепловий потік, відведений від конденсатора ТН.

Величина L_k визначається за формулою

$$L_k = \frac{Q_{вип}}{\phi - 1}, \quad (2)$$

де ϕ – коефіцієнт трансформації ТН. Нехтуючи впливом дисипації енергії при подоланні потоком соляного розчину гідравлічного опору випарника, тепловий потік у випарнику ТН $Q_{вип}$ можна визначити за формулою

$$Q_{вип} = V_{с.р} \rho_{с.р} c_p (t_{с.р}^{вх} - t_{с.р}^{вх}), \quad (3)$$

де $V_{с.р}$ – об'ємна затрата соляного розчину; $\rho_{с.р}$ – густина 25 %-го водяного розчину етиленгліколю, $\text{кг}/\text{м}^3$; c_p – теплоємність 25 %-го водяного розчину етиленгліколю, $\text{кДж}/\text{кг} \cdot \text{К}$ [6].

Затрати енергії на привід насоса можна визначити за рівнянням

$$L_n = \frac{V_{с.р} \Delta p}{\eta_n \eta_{пр}}, \quad (4)$$

де $\Delta p = \Delta p_{вип} + \Delta p_{г.к}$ – сумарні втрати тиску у випарнику ТН та ґрунтовому колекторі; $\eta_n, \eta_{пр}$ – ККД насоса та його приводу відповідно. Можна припустити, що в оптимальному режимі роботи насоса $\eta_n = 0,8$, а ККД приводу $\eta_{пр} = 0,95$ [7].

Тепловий потік Q_k у рівнянні (1) визначається за рівнянням теплового балансу ТН

$$Q_k = Q_{вип} + L_k. \quad (5)$$

Дійсний коефіцієнт трансформації ТН ϕ може бути наведений у такому вигляді:

$$\phi = \phi_T \eta_{ТН}, \quad (6)$$

де $\eta_{ТН}$ – ККД ТН згідно з [8] можна прийняти $\eta_{ТН} = 0,6$; ϕ_T – теоретичний коефіцієнт трансформації ТН, який із врахуванням тепло-

вих необоротностей у випарнику та конденсаторі можна визначити за таким співвідношенням:

$$\varphi_T = \frac{1}{1 - \frac{T_{\text{в}}^{\text{ТН}}}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}}}} = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_{\text{с.р}}^{\text{Вих}} - \Delta t_{\text{вип}}}{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}}}}, \quad (7)$$

де $T_{\text{в}}^{\text{ТН}}$ – температура випаровування робочого агента у випарнику ТН, К; $T_{\text{к}}^{\text{ТН}}$ – температура конденсації робочого агента в ТН, К; $t_{\text{с.р}}^{\text{Вих}}$ – температура соляного розчину на виході з випарника, °С; $t_{\text{к}}$ – температура води на виході з конденсатора, °С; $\Delta t_{\text{вип}}$ – різниця температур соляного розчину та робочого тіла ТН на виході з випарника, °С; $\Delta t_{\text{к}}$ – різниця температур робочого тіла ТН та води на виході з конденсатора, °С. У нашому аналізі згідно з [8] прийнято $\Delta t_{\text{вип}} = 5$ °С і $\Delta t_{\text{к}} = 5$ °С.

Температура води на виході з конденсатора $t_{\text{к}}$ дорівнює температурі гріючого теплоносія на вході в систему опалення. При визначенні цієї температури слід враховувати таке. В опалювальному приладі є різниця температур між температурою гріючого теплоносія $t_{\text{к}}$, який подається від джерела теплоти, та температурою в приміщенні $t_{\text{п}}$. При зниженні температури навколишнього середовища збільшується тепловий потік, необхідний для опалення, та оскільки корисна площа опалювального приладу стала, за рівнянням теплопередачі необхідно підвищувати цю різницю температур $(t_{\text{к}} - t_{\text{п}})$, та, як наслідок, температуру теплоносія $t_{\text{к}}$. Отже, $t_{\text{к}}$ так само, як і $Q_{\text{к}}$, зростає зі зниженням температури навколишнього середовища t_0 .

Для визначення цієї температури має силу рівняння, яке виводиться на основі аналізу процесів теплообміну в системі гріюча вода–повітря в приміщенні–атмосферне повітря [9]:

$$t_{\text{к}} = t_{\text{п}} + (t_{\text{т}}^{\text{р}} - t_{\text{п}}) \left(\frac{t_{\text{п}} - t_0}{t_{\text{п}} - t_0^{\text{р}}} \right)^{\frac{1}{1+n}}, \quad (8)$$

де $t_{\text{т}}^{\text{р}}$ – розрахункова температура гріючого теплоносія при розрахунковій температурі навко-

лишнього середовища $t_0^{\text{р}}$; $n = 0$ для низькотемпературних системи опалення. Розрахункову температуру гріючого теплоносія для низькотемпературної системи опалення беремо $t_{\text{т}}^{\text{р}} = 30; 40; 50$ °С [3, 4].

Із врахуванням рівнянь (2)–(6) вираз (1) для визначення питомих затрат зовнішньої енергії на опалення набуде кінцевого вигляду

$$l_{\text{он}} = \frac{1}{\varphi} \left[1 + \frac{A(\varphi - 1)}{(t_{\text{с.р}}^{\text{Вх}} - t_{\text{с.р}}^{\text{Вих}}) \eta_{\text{н}} \eta_{\text{пр}}} \right], \quad (9)$$

де $A = \frac{\Delta p}{\rho_{\text{с.р}} c_p}$ – комплекс постійних величин

(який залежить в основному від опору випарника та ґрунтового колектора), °С.

Діапазон зміни комплексу постійних величин $A = 0,005 - 0,027$ вибрано із врахуванням реальних значень гідравлічного опору випарника та ґрунтового колектора. Відповідно втрати тиску у випарнику розсольно-водяного ТН були взяті в діапазоні $\Delta p_{\text{вип}} = 10 - 40$ кПа та в ґрунтовому теплообміннику $\Delta p_{\text{г.к}} = 10 - 65$ кПа [10–12].

Аналіз зміни параметрів системи теплозбору з масиву ґрунту протягом опалювального сезону засвідчує, що температура соляного розчину на виході із ґрунтового теплообмінника протягом опалювального сезону слабко змінюється й становить близько 3 °С [13]. У зв'язку з цим температура соляного розчину на вході до випарника була прийнята $t_{\text{с.р}}^{\text{Вх}} = 3$ °С.

Таким чином, питомі затрати зовнішньої енергії на опалення залежать від комплексу постійних величин A , температури навколишнього середовища t_0 , температури соляного розчину на виході з випарника та розрахункової температури гріючого теплоносія, тобто $l_{\text{он}} = f(A, t_0, t_{\text{с.р}}^{\text{Вих}}, t_{\text{т}}^{\text{р}})$.

Результати розрахункового аналізу

Для визначення характерних умов роботи джерела тепlopостачання в системі опалення побудуємо залежність питомих затрат зовнішньої енергії на опалення $l_{\text{он}}$ від температури соляного розчину на виході з випарника при розрахункових температурах гріючого теплоно-

сія в низькотемпературній системі опалення $t_T^p = 30; 40; 50 \text{ }^\circ\text{C}$. Комплекс постійних величин A відповідно до діапазону зміни величини $\Delta p_{\text{вип}}$ та $\Delta p_{\text{г.к}}$ беремо рівним 0,005; 0,015; 0,027 $^\circ\text{C}$. Ці залежності побудовані при температурі навколишнього середовища $-20 \text{ }^\circ\text{C}$ та температурі соляного розчину на вході до випарника $t_{\text{с.р}}^{\text{вх}} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$. Підставивши значення відповідних величин у рівняння (9) із врахуванням рівнянь (7) та (8), отримаємо залежності, які графічно наведено на рис. 2.

Із графіків видно, що при різних значеннях комплексу постійних величин A є оптимальні значення температур соляного розчину на виході з випарника й відповідні ним мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії на опалення. Числовий аналіз також свідчить, що зміна температури соляного розчину на вході до випарника в діапазоні 2–5 $^\circ\text{C}$ практично не впливає на ступінь охолодження соляного розчину у випарнику ТН.

Для визначення оптимального ступеня охолодження соляного розчину у випарнику подамо температуру $T_{\text{в}}^{\text{ТН}}$ в формулі (7) у вигляді

$$T_{\text{в}}^{\text{ТН}} = T_{\text{с.р}}^{\text{вх}} - \Delta t_{\text{вип}} - \Delta t_{\text{с.р}} = \tag{10}$$

$$= 273 + t_{\text{с.р}}^{\text{вх}} - \Delta t_{\text{вип}} - \Delta t_{\text{с.р}},$$

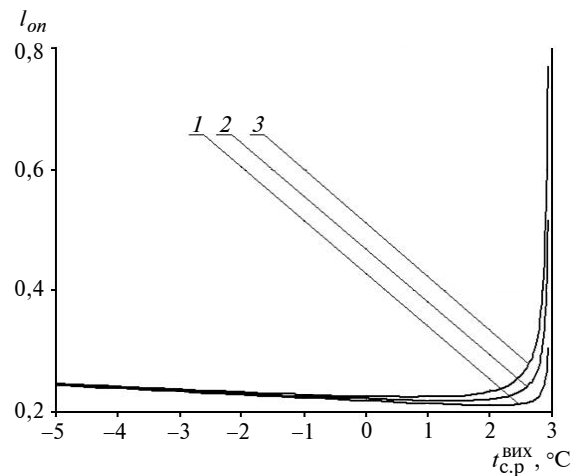
де $\Delta t_{\text{с.р}} = t_{\text{с.р}}^{\text{вх}} - t_{\text{с.р}}^{\text{вих}}$ – різниця температур соляного розчину на вході та виході з випарника. Тоді рівняння (9) після перетворення, із врахуванням виразів (6) і (7), можна записати у вигляді функції від $\Delta t_{\text{с.р}}$, як

$$l_{\text{он}} = a + \frac{\Delta t_{\text{с.р}}}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}} \eta_{\text{ТН}}} + \frac{A \epsilon}{\eta_{\text{н}} \eta_{\text{пр}} \Delta t_{\text{с.р}}}, \tag{11}$$

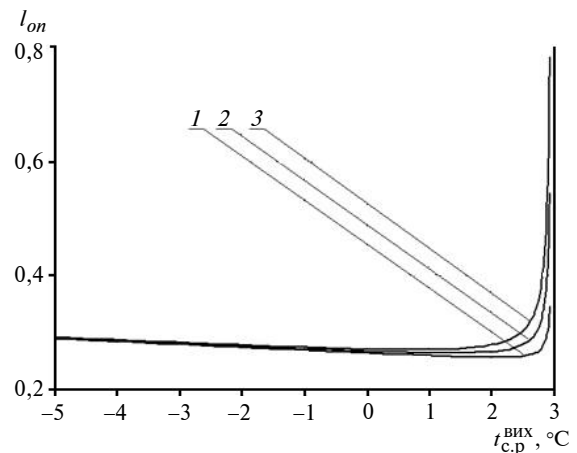
де $a = \frac{1}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}} \eta_{\text{ТН}}} \left(T_{\text{к}}^{\text{ТН}} - T_{\text{с.р}}^{\text{вх}} + \Delta t_{\text{вип}} - \frac{A}{\eta_{\text{н}} \eta_{\text{пр}}} \right)$ та

$$\epsilon = 1 - \frac{1}{\eta_{\text{ТН}}} + \frac{T_{\text{с.р}}^{\text{вх}} - \Delta t_{\text{вип}}}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}} \eta_{\text{ТН}}}.$$

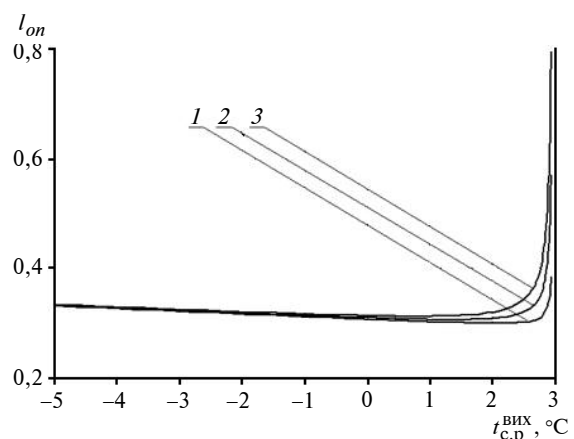
Аналіз цієї залежності $l_{\text{он}} = f(\Delta t_{\text{с.р}})$ на екстремум дає змогу отримати формулу для визначення оптимального ступеня охолодження соляного розчину у випарнику



a



b



v

Рис. 2. Залежність питомих затрат зовнішньої енергії на опалення від температури соляного розчину на виході з випарника: а, б, в – розрахункова температура гріючого теплоносія $t_T^p = 30; 40; 50 \text{ }^\circ\text{C}$ відповідно; 1, 2, 3 – комплекс постійних величин $A = 0,005; 0,015; 0,027 \text{ }^\circ\text{C}$ відповідно

$$\Delta t_{c,p}^{opt} = \sqrt{\frac{AT_k^{TH}}{\eta_n \eta_{np}} \left[\eta_{TH} - 1 + \frac{273 + t_{c,p}^{BX} - \Delta t_{вип}}{T_k^{TH}} \right]} \quad (12)$$

Таким чином, оптимальний ступінь охолодження соляного розчину у випарнику залежить від комплексу постійних величин A , температури навколишнього середовища t_0 , та розрахункової температури гріючого теплоносія t_T^p , тобто $\Delta t_{c,p}^{opt} = f(A, t_0, t_T^p)$.

На рис. 3 наведено залежність оптимального ступеня охолодження соляного розчину у випарнику від температури навколишнього середовища при різних значеннях A і t_T^p . Із неї випливає, що оптимальний ступінь охолодження соляного розчину у випарнику ТН зростає зі збільшенням комплексу постійних величин A (який залежить в основному від гідравлічного опору випарника і ґрунтового теплообмінника) та слабо залежить від розрахункової температури теплоносія на опалення в діапазоні температур 30–50 °С та температури навколишнього середовища. Таким чином, можна припустити, що оптимальний ступінь охолодження соляного розчину у випарнику ТН залежить тільки від комплексу постійних величин A .

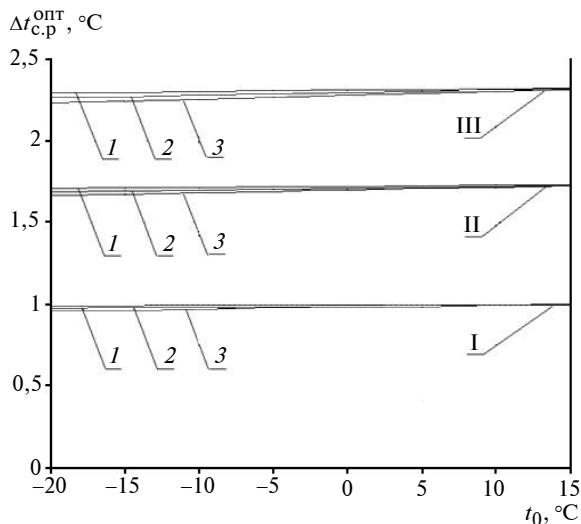


Рис. 3. Залежність оптимального ступеня охолодження соляного розчину у випарнику від температури навколишнього середовища: I, II, III – при $A=0,005; 0,015; 0,027$ °С відповідно; 1 – $t_T^p = 30$ °С; 2 – $t_T^p = 40$ °С; 3 – $t_T^p = 50$ °С

Апроксимація отриманих даних за допомогою логарифмічних координат дає можливість отримати просту формулу для визначення оптимального ступеня охолодження соляного розчину у випарнику ТН

$$\Delta t_{c,p}^{opt} = 13,5A^{0,5} \quad (13)$$

На рис. 4 подано залежність мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на опалення від температури навколишнього середовища при різних значеннях t_T^p та A .

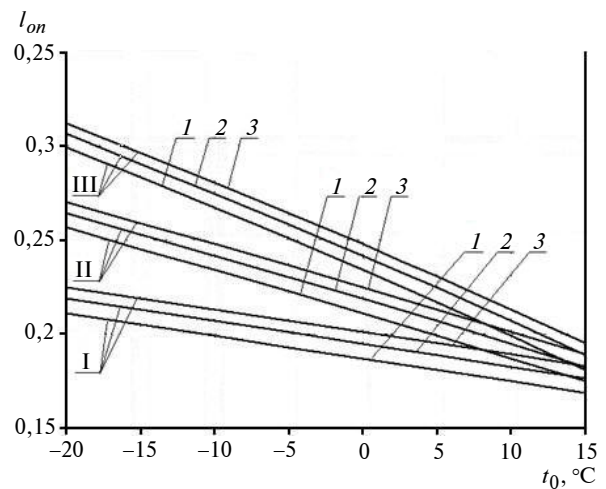


Рис. 4. Залежність мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на опалення від температури навколишнього середовища: I, II, III – при $A=0,005; 0,015; 0,027$ °С відповідно; 1 – $t_T^p = 30$ °С; 2 – $t_T^p = 40$ °С; 3 – $t_T^p = 50$ °С

Видно, що при забезпеченні оптимального ступеня охолодження соляного розчину у випарнику ТН мінімальні сумарні затрати енергії на систему опалення істотно зростають зі зменшенням температури навколишнього середовища t_0 з підвищенням комплексу постійних величин A та зменшуються при пониженні розрахункової температури гріючого теплоносія на опалення.

Висновки

Наведений аналіз засвідчив, що при використанні теплоти ґрунту в теплонасосній системі опалення є оптимальний ступінь охолодження соляного розчину у випарнику ТН, якому відповідають мінімальні сумарні затрати енергії на привід насоса та компресора ТН.

Визначено, що оптимальний ступінь охолодження соляного розчину у випарнику теплового насоса залежить в основному від комплексу постійних величин A . На основі цього отримано просту формулу для визначення оптимального ступеня охолодження.

Розрахунки виявили, що при забезпеченні оптимального ступеня охолодження соляного розчину у випарнику ТН мінімальні сумарні затрати енергії на систему опалення істотно зростають зі зменшенням температури навколишнього середовища t_0 з підвищенням комплексу постійних величин A та зменшуються

при пониженні розрахункової температури гріючого теплоносія на опалення. При цьому вплив на величину I_{on} розрахункової температури гріючого теплоносія зростає при пониженні температури навколишнього середовища та практично не залежить від зміни комплексу постійних величин A .

Отримані результати буде покладено в основу подальших досліджень з визначення характеристик горизонтальних ґрунтових теплообмінників за умови забезпечення оптимального ступеня охолодження соляного розчину у випарнику ТН.

1. Горшков В.Г. Тепловые насосы. Аналитический обзор // Справ. пром. оборудования. – 2004. – № 2. – С. 47–80.
2. Ткаченко С.Й., Остапенко О.П. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах тепlopостачання. – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 178 с.
3. Гершкович В.Ф. Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами. – К.: Укр. Акад. Архитектуры ЧП “Энергоминимум”, 2009. – 60 с.
4. Янтовский Е.И., Пустовалов Ю.В. Парокомпрессионные теплонасосные установки. – М.: Энергоиздат, 1982. – 144 с.
5. Мартыновский В.С. Тепловые насосы. – М.: Госэнергоиздат, 1955. – 190 с.
6. Теплофизические свойства водного раствора этиленгликоля [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <http://www.dpva.info/Guide/GuideMedias/Antifreeze/MEGwaterProperties/>
7. Оборудование WILO [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <http://www.wilo.ua/cps/rde/xchg/ua-ua/layout.xsl/index.htm>
8. Некрасова О.А., Синяк Ю.В. Исследование теплонасосных систем отопления (модельный подход) // Теплоэнергетика. – 1986. – № 11. – С. 30–34.
9. Шубин Е.П. Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов. – М.: Энергия, 1979. – 360 с.
10. Руководство по проектированию и монтажу тепловых насосов Dimplex [Електронний ресурс]. – Режим доступа – http://geowatt.kz/downloads/HP_planning_and_installation_Rus.pdf
11. Технический паспорт Viessmann. Vitocal 300/350. [Електронний ресурс]. – Режим доступа – http://l-stik.com.ua/heatpumps/viessmann/pdf/pass_vitocal_300_350_4-43kw.pdf
12. Logatherm WPS 6–11 К и WPS 6–17. Документация для планирования и проектирования тепловых насосов. Buderus [Електронний ресурс] – Режим доступа: http://www.adeptamasa.com/doc_proect/Logatherm%20WPS_draft.pdf
13. Костиков А.О., Харлампиди Д.Х. Влияние теплового состояния грунта на эффективность теплонасосной установки с грунтовым теплообменником // Энергетика: економіка, технології, екологія. – 2009. – № 1. – С. 32–40.

Рекомендована Радою
теплоенергетичного факультету
НТУУ “КПІ”

Надійшла до редакції
29 грудня 2011 року