

ЕНЕРГЕТИКА ТА ЕЛЕКТРОТЕХНІКА

УДК 621.577 + 697.1

М. К. Безродний, д-р тех. наук, проф.;

Н. О. Притула, асп.

ТЕРМОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОНАСОСНИХ СХЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Розроблено методику визначення оптимального ступеня охолодження середовища у випарнику теплового насоса в низькотемпературних системах опалення з використанням різних джерел енергії. Підтримка оптимального ступеня охолодження середовища забезпечить мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії на теплонасосну систему опалення в цілому.

Вступ

Теплонасосні технології отримали широкий розвиток у світі та зарекомендували себе як найперспективніші технології теплопостачання. В останні роки спостерігається стрімкий розвиток та впровадження цих технологій з темпами, що вражають та не залишають сумніву, що в найближчому майбутньому саме теплові насоси замістять більшу частину традиційних технологій отримання низькотемпературної теплоти для цілей теплопостачання. Тим не менше, впровадження теплових насосів в Україні відбувається дуже повільно і з великими труднощами. Насамперед це пояснюється відсутністю належної підтримки з боку держави під час розробки, досліджень і впровадження теплонасосного устаткування та недовірою до цих технологій з боку масового споживача.

Тому зусилля авторів були направлені на термодинамічний аналіз ефективності використання теплових насосів з урахуванням умов їх застосування та використання різних низькотемпературних джерел теплоти. Перш за все слід відмітити, що в літературі не визначено оптимальну глибину використання низькотемпературних джерел енергії в теплонасосній установці за умов затрати енергії як на підвищення потенціалу цієї теплоти, так і переміщення теплоти через випарник теплового насоса [1—4].

Термодинамічний аналіз системи

Проаналізовано принципову схему теплонасосної системи опалення з використанням теплоти таких природних джерел енергії: атмосферного повітря, води та ґрунту (рис. 1). При заданій тепловій потужності теплового насоса та температурі теплоносія в системі опалення, які визначаються самим об'єктом теплопостачання, температура теплоносія на виході з випарника теплового насоса є неоднозначною, оскільки кількість теплоти, відібраної від нижнього джерела енергії, залежить як від різниці температур на вході та виході з випарника ТН, так і від витрати теплоносія. У зв'язку з тим, що затрати енергії на привід компресора ТН та на нагінач теплоносія змінюються в протилежних напрямках, авторами була сформульована задача визначення оптимального ступеня охолодження середовища у випарнику теп-

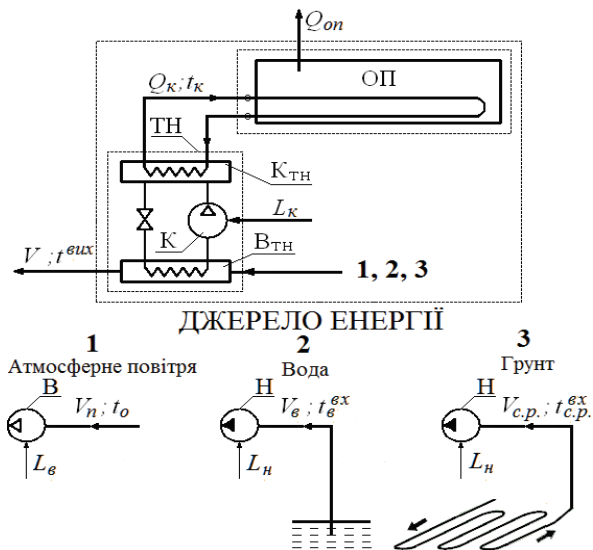


Рис. 1. Принципова схема теплонасосної системи опалення з використанням низькотемпературних джерел енергії:
ОП — опалюване приміщення, ТН — тепловий насос,
К_{тн} — конденсатор ТН, В_{тн} — випарник ТН, К — компресор,
В — вентилятор, Н — насос

лового насоса, якому відповідають мінімальні сумарні затрати енергії на систему опалення в цілому.

Розроблено методику для визначення оптимального ступеня охолодження середовища у випарнику теплового насоса в низькотемпературних системах опалення з використанням різних джерел енергії. Запропонована методика була реалізована на основі аналізу залежності сумарних питомих затрат зовнішньої енергії, що визначають роботу компресора ТН та затрати роботи на переміщення теплоносія нижнього джерела теплоти, від його температури на виході з випарника ТН [5–7]. При цьому питомі сумарні затрати енергії на систему опалення можна представити у вигляді

$$l_{\text{оп}} = \frac{L_{\text{сум}}}{Q_{\text{оп}}} = \frac{L_{\text{к}} + L_{\text{с}}^{\text{зб.р}}}{Q_{\text{к}}}, \quad (1)$$

де $L_{\text{к}}$, $L_{\text{с}}^{\text{зб.р}}$ — затрати енергії на компресор ТН та збудник руху середовища, відповідно, кВт; $Q_{\text{к}}$ — тепловий потік, відведений від конденсатора теплового насоса, кВт.

Затрати енергії на компресор теплового насоса $L_{\text{к}}$ визначаються за формулою

$$L_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{вип}}}{\varphi - 1}. \quad (2)$$

Тепловий потік у випарнику теплового насоса

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

де $V_{\text{с}}$, $\rho_{\text{с}}$, c_p — об'ємна витрата, густина та ізобарна теплоємність середовища, відповідно; $t_{\text{с}}^{\text{вх}}$, $t_{\text{с}}^{\text{вих}}$ — температура середовища на вході та виході з випарника, відповідно.

Затрати енергії на збудник руху середовища

$$L_{\text{с}}^{\text{зб.р}} = \frac{V_{\text{с}} \Delta p}{\eta_{\text{с}}^{\text{зб.р}} \eta_{\text{пр}}}, \quad (4)$$

де Δp — аеродинамічні чи гідравлічні втрати тиску у нижньому контурі; $\eta_{\text{с}}^{\text{зб.р}}$ і $\eta_{\text{пр}}$ — ККД збудника руху середовища і його приводу, відповідно. Приймаємо, що в оптимальному режимі роботи для вентилятора та насоса $\eta_{\text{с}}^{\text{зб.р}} = 0,8$, а ККД приводу $\eta_{\text{пр}} = 0,95$ [8, 9].

Тепловий потік $Q_{\text{к}}$ у рівнянні (1) визначається з рівняння теплового балансу теплового насоса

$$Q_{\text{к}} = Q_{\text{вип}} + L_{\text{к}}. \quad (5)$$

Дійсний коефіцієнт трансформації теплового насоса φ може бути представлений у вигляді

$$\varphi = \varphi_{\text{Т}} \eta_{\text{ТН}}, \quad (6)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ — коефіцієнт, що враховує реальні процеси, здійснювані робочим тілом в ТН, який згідно з [10] можна прийняти 0,6; $\varphi_{\text{Т}}$ — теоретичний коефіцієнт трансформації ТН, який з урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі можна визначити за співвідношенням

$$\varphi_{\text{Т}} = \left[1 - \frac{T_{\text{в}}^{\text{ТН}}}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}}} \right]^{-1} = \left[1 - \frac{273 + t_{\text{с}}^{\text{вих}} - \Delta t_{\text{вип}}}{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{Е}}} \right]^{-1}, \quad (7)$$

де $T_{\text{в}}^{\text{ТН}}$ — температура випаровування робочого агента у випарнику теплового насоса, К; $T_{\text{к}}^{\text{ТН}}$ — температура конденсації робочого агента в ТН, К; $t_{\text{с}}^{\text{вих}}$ — температура середовища на виході з випарника, °С; $t_{\text{к}}$ — температура води на виході з конденсатора, °С; $\Delta t_{\text{вип}}$ — різниця температур середовища та робочого тіла ТН на виході з випарника; $\Delta t_{\text{к}}$ — різниця температур робочого тіла ТН та води на виході із конденсатора.

Згідно з рекомендаціями роботи [10] можна прийняти, що $\Delta t_{\text{вип}} = 10; 5; 5$ °С для повітря, води та соляного розчину, відповідно, та $\Delta t_{\text{к}} = 5$ °С для води в конденсаторі.

Для визначення температури теплоносія, що подається з конденсатора ТН в низькотемпературну систему водяного опалення, має силу рівняння, яке виводиться на основі аналізу процесів теплообміну в системі гріюча вода — повітря в приміщенні — атмосферне повітря [11]:

$$t_k = t_n + (t_T^p - t_n) \left[\frac{(t_n - t_o)}{(t_n - t_o^p)} \right]^{\frac{1}{(1+n)}}, \quad (8)$$

де t_T^p — розрахункова температура гріючого теплоносія в системі опалення за розрахункової температури навколишнього середовища t_o^p ; $n = 0$ — для низькотемпературних систем опалення.

З урахуванням рівнянь (2)—(6) вираз (1) для визначення питомих затрат зовнішньої енергії на опалення приймає кінцевий вигляд

$$l_{\text{оп}} = \frac{1}{\varphi} \left[1 + \frac{A(\varphi - 1)}{(t_c^{\text{BX}} - t_c^{\text{ВИХ}}) \eta_c^{\text{ЗБ.Р}} \eta_{\text{пр}}} \right], \quad (9)$$

де $A = \frac{\Delta p}{\rho_c c_p}$ — комплекс заданих величин, °С.

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

$$T_{\text{в}}^{\text{ТН}} = T_c^{\text{BX}} - \Delta t_c - \Delta t_{\text{вип}} = 273 + t_c^{\text{BX}} - \Delta t_c - \Delta t_{\text{вип}}, \quad (10)$$

де $\Delta t_c = t_c^{\text{BX}} - t_c^{\text{ВИХ}}$ — різниця температур середовища на вході та виході з випарника.

Тоді після перетворення та з урахуванням виразів (6) та (7), рівняння (9) можна записати у вигляді функції від Δt_c як

$$l_{\text{оп}} = a + \frac{\Delta t_c}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}} \eta_{\text{ТН}}} + \frac{A \text{в}}{\eta_c^{\text{ЗБ.Р}} \eta_{\text{пр}} \Delta t_c}, \quad (11)$$

де $a = \frac{1}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}} \eta_{\text{ТН}}} (T_{\text{к}}^{\text{ТН}} - T_c^{\text{BX}} + \Delta t_{\text{вип}} - A / \eta_c^{\text{ЗБ.Р}} \eta_{\text{пр}})$ та $\text{в} = 1 - \frac{1}{\eta_{\text{ТН}}} + \frac{T_c^{\text{BX}} - \Delta t_{\text{вип}}}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}} \eta_{\text{ТН}}}$.

Аналіз цієї залежності $l_{\text{оп}} = f(\Delta t_c)$ на екстремум дозволяє отримати формулу для визначення оптимального ступеня охолодження середовища у випарнику теплового насоса:

$$\Delta t_c^{\text{опт}} = \sqrt{\frac{A(273 + t_k + \Delta t_k)}{\eta_c^{\text{ЗБ.Р}} \eta_{\text{пр}}} \left[\eta_{\text{ТН}} - 1 + \frac{273 + t_c^{\text{BX}} - \Delta t_{\text{вип}}}{273 + t_k + \Delta t_k} \right]}. \quad (12)$$

Отже, оптимальний ступінь охолодження середовища у випарнику залежить від комплексу заданих величин A , температури навколишнього середовища t_o , температури середовища на вході до випарника t_c^{BX} та розрахункової температури гріючого теплоносія t_m^p , тобто $\Delta t_{\text{в}}^{\text{опт}} = f(A, t_o, t_c^{\text{BX}}, t_m^p)$ [5—7].

Подальший аналіз виконано з урахуванням особливостей схем використання теплоти від різних низькотемпературних джерел енергії [5—7].

Результати чисельного аналізу

Розглянуто атмосферне повітря як нижнє джерело енергії. Для визначення оптимальних умов роботи теплового насоса в низькотемпературній системі опалення було побудовано залежності питомих затрат зовнішньої енергії від температури повітря на виході з випарника при розрахунковій температурі теплоносія в низькотемпературній системі опалення $t_m^p = 40$ °С, які показані на рис. 2. Із графіків чітко видно існування оптимальних значень температур повітря на виході з випарника і відповідні їм мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії на опалення. Подібні залежності були побудовані також для випадків використання води та ґрунту як нижнього джерела теплоти [6, 7], які показали аналогічні результати.

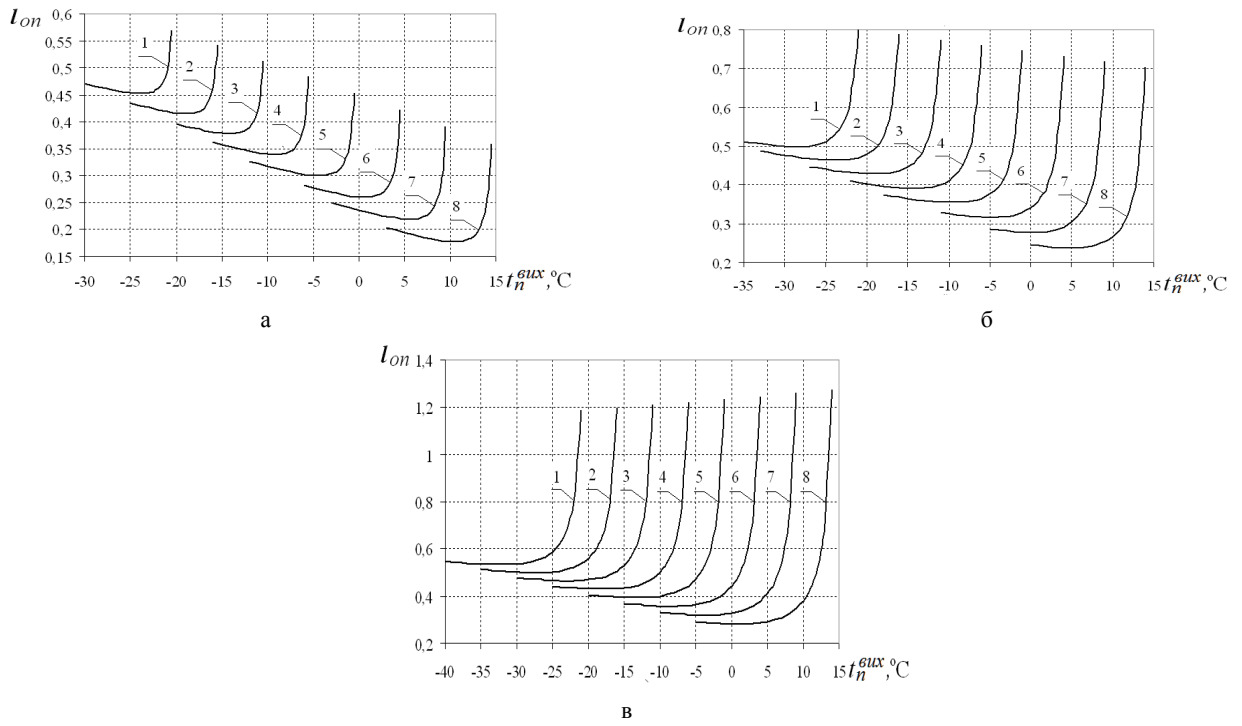


Рис. 2. Залежність питомих затрат зовнішньої енергії на опалення від температури повітря на виході з випарника при $t_m^p = 45\text{ }^\circ\text{C}$: а, б, в — комплекс заданих величин $A = 0,1; 0,5; 1,0\text{ }^\circ\text{C}$; 1 – 8 – $t_0 = -20, -15, -10, -5, 0, 5, 10, 15\text{ }^\circ\text{C}$, відповідно

На рис. 3 показані залежності оптимального ступеня охолодження середовища від комплексу заданих величин A за різних значень температур теплоносія на вході у випарник теплового насоса. Зважаючи на те, що вплив температури гріючого теплоносія в системі опалення мінімальний, графічні залежності на рис. 3 побудовані для середнього значення $t_m^p = 40\text{ }^\circ\text{C}$ за співвідношенням (12).

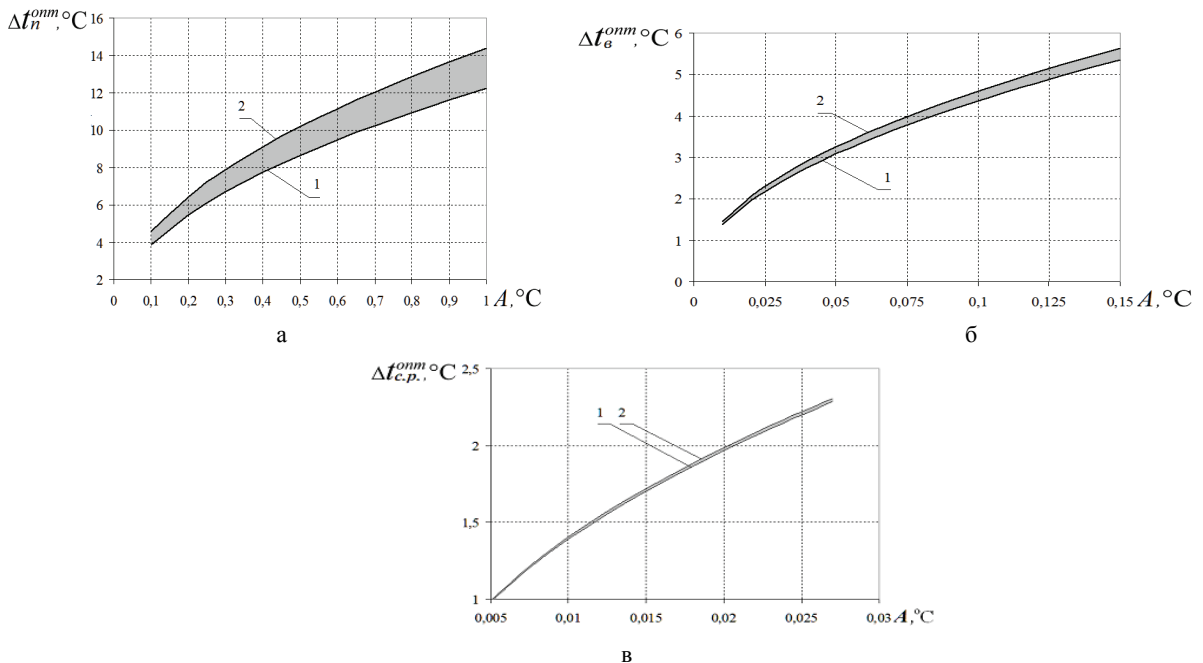


Рис. 3. Залежність оптимального ступеня охолодження середовища у випарнику від комплексу заданих величин A : а — повітря: 1, 2 — для температури атмосферного повітря на вході до випарника $t_0 = -20\text{ }^\circ\text{C}, 15\text{ }^\circ\text{C}$; б — вода: 1, 2 — для температури води $t_b^{bx} = 4\text{ та } 20\text{ }^\circ\text{C}$; в — ґрунт: 1, 2 — температура соляного розчину $t_{c.p.}^{bx} = 2\text{ та } 5\text{ }^\circ\text{C}$

Із рис. 3 видно, що оптимальний ступінь охолодження середовища у випарнику теплового насоса зростає зі збільшенням комплексу заданих величин A (який залежить в основному від аеро-

динамічних чи гідравлічних втрат тиску у нижньому контурі) і практично не залежить від температури середовища на вході до випарника. Розрахунки також показали, що оптимальний ступінь охолодження середовища мало залежить від температури навколишнього середовища та температури гріючого теплоносія в системі низькотемпературного опалення.

На рис. 4 показана залежність мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на опалення від температури навколишнього середовища для різних значень t_m^p та A .

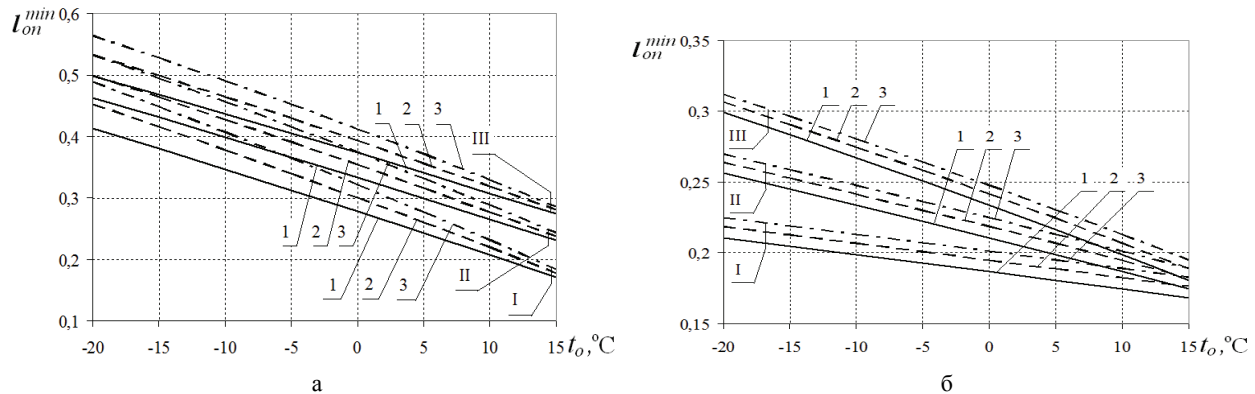


Рис. 4. Залежність мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на опалення від температури навколишнього середовища: а — повітря: I, II, III — $A = 0,1; 0,5; 1$ °C (1 — $t_m^p = 30$ °C; 2 — 40 °C; 3 — 50 °C); б — ґрунт: I, II, III — $A = 0,005; 0,015; 0,027$ °C (1 — $t_m^p = 30$ °C; 2 — 40 °C; 3 — 50 °C)

Видно, що у разі забезпечення оптимального ступеня охолодження соляного розчину у випарнику ТН мінімальні сумарні затрати енергії на систему опалення суттєво зростають зі зменшенням температури навколишнього середовища t_o , з підвищенням комплексу заданих величин A та зменшуються зі зниженням розрахункової температури гріючого теплоносія на опалення.

З урахуванням отриманих даних проведено порівняння теплонасосних схем опалення в оптимальних умовах їх роботи з традиційними джерелами теплоти такими, як опалювальна котельня та з конденсаційними котлами. Проаналізовано відношення коефіцієнтів первинного використання палива для вказаних схем (так званий відносний енергетичний ККД):

$$\eta_{\text{ТНС}}^0 = \frac{\eta_{\text{ТНС}}}{\eta_{\text{ОК}}} = \frac{\eta_{\text{КЕС}} \eta_{\text{ТН}} \Phi_T}{\eta_{\text{КУ}} \eta_{\text{ТМ}}}. \quad (13)$$

Поточні розрахунки проведено за таких даних:

- ККД конденсаційної електростанції $\eta_{\text{КЕС}} = 0,38$ [12];
- розрахункова температура в опалювальному приміщенні $t_n = 20$ °C;
- середня розрахункова температура на опалення по Україні $t_p^0 = -20$ °C [13];
- ККД водогрійного котла $\eta_{\text{КУ}} = 0,85$ [12];
- ККД конденсаційного водогрійного котла при віднесенні ККД до теплоти Q_n^p у відповідності до [14] $\eta_{\text{КК}} = 1,05$;
- коефіцієнт корисної дії теплової мережі $\eta_{\text{ТМ}} = 0,95$. У разі використання конденсаційного котла $\eta_{\text{ТМ}} = 1$.

За співвідношенням (13) з урахуванням виразів (6)—(8) та (12) проведено розрахунок основних показників роботи теплонасосного обладнання та, як наслідок, визначено показники ефективності його роботи. ТНС опалення буде раціонально використовувати у всіх випадках, коли відношення витрат питомої енергії палива буде більшим за одиницю, тобто у всіх точках, які знаходяться вище умовної прямої $\eta_{\text{ТНС}}^0 = 1$.

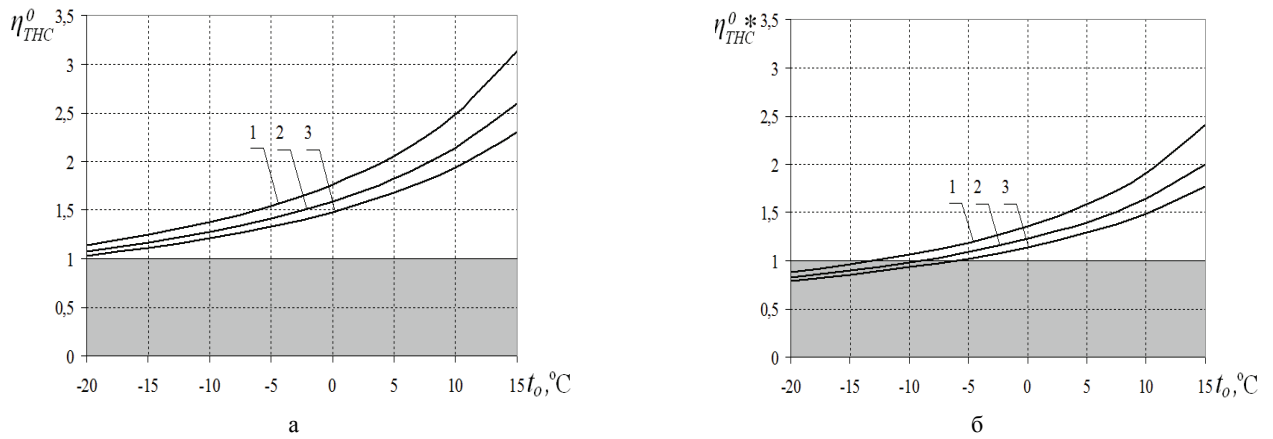


Рис. 5. Залежність відносного енергетичного ККД від температури навколишнього середовища при порівнянні ТНУ з використанням атмосферного повітря: а — з традиційними водогрійними котлами, б — з конденсаційними котлами: 1, 2, 3 — для комплексу заданих величин $A = 0,1; 0,5; 1 \text{ } ^\circ\text{C}$

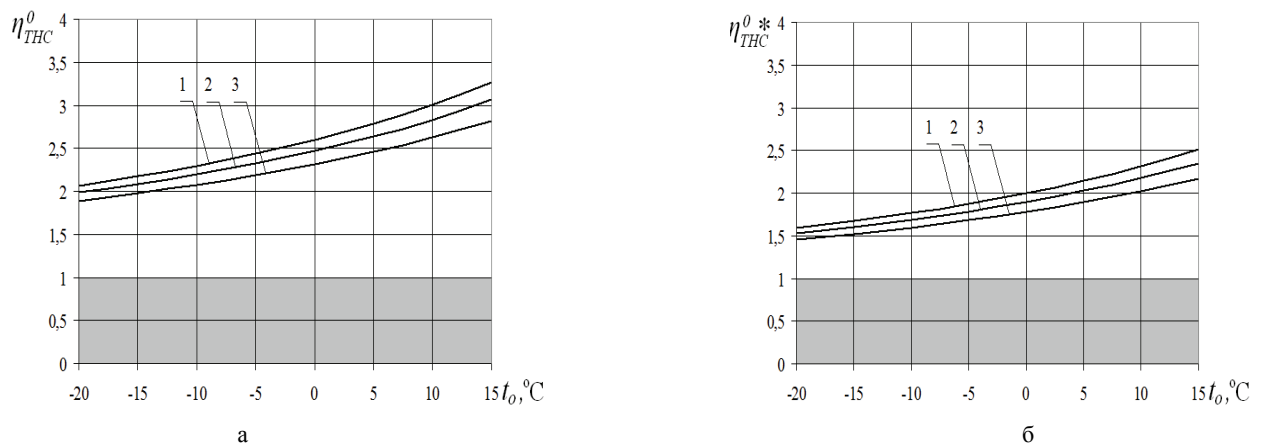


Рис. 6. Залежність відносного енергетичного ККД від температури навколишнього середовища при порівнянні ТНУ з використанням води: а — з традиційними водогрійними котлами; б — з конденсаційними котлами: 1, 2, 3 — для комплексу заданих величин $A = 0,01; 0,05; 0,15 \text{ } ^\circ\text{C}$

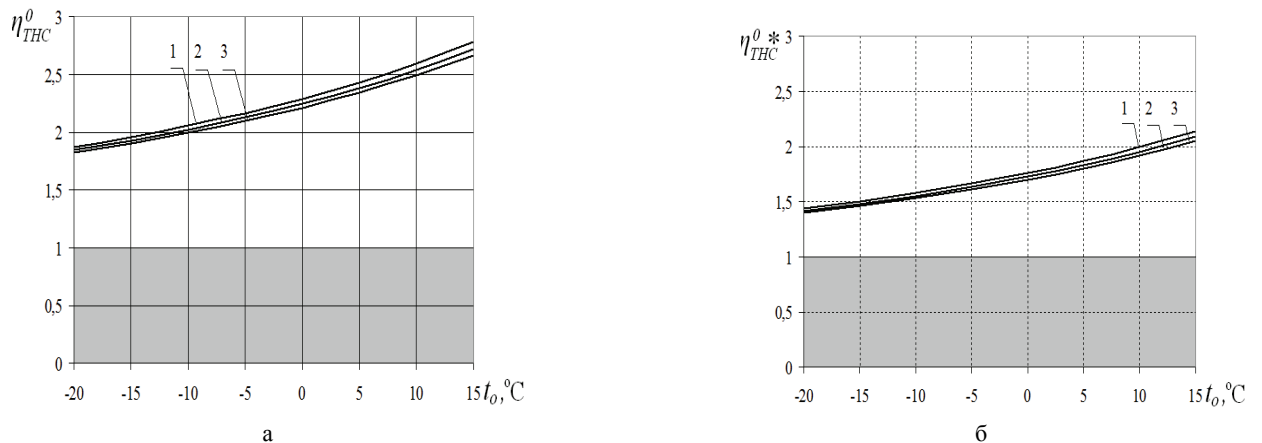


Рис. 7. Залежність відносного енергетичного ККД від температури навколишнього середовища при порівнянні ТНУ з використанням теплоти ґрунту: а — з традиційними водогрійними котлами, б — з конденсаційними котлами: 1, 2, 3 — для комплексу заданих величин $A = 0,005; 0,015; 0,027 \text{ } ^\circ\text{C}$

З аналізу графічних залежностей (рис. 5—7) випливає, що у разі забезпечення оптимального ступеня охолодження середовища у випарнику теплового насоса відносний енергетичний ККД для всіх наведених випадків більший за одиницю ($\eta_{\text{THC}}^0 > 1$), окрім випадку порівняння ТНС, яка пра-

цює за рахунок використання енергії атмосферного повітря з конденсаційним котлом. В цьому разі поле графіка на рис. 5б поділяється на дві характерні зони, в яких використання теплонасосної системи є ефективним ($\eta_{\text{ТНС}}^0 > 1$) або неефективним ($\eta_{\text{ТНС}}^0 < 1$) з точки зору величини споживання первинної енергії палива порівняно з конденсаційним котлом.

Висновки

Під час використання теплоти різних джерел енергії в теплонасосній системі теплопостачання існує оптимальна глибина використання теплоти нижніх джерел у випарнику теплового насоса, якому відповідають мінімальні сумарні затрати енергії на теплонасосну систему в цілому.

Впровадження ТНС за оптимальних умов їх використання є конкурентоспроможним у порівнянні не тільки з традиційними котельнями, а і з конденсаційними котлами, окрім випадку порівняння теплонасосної системи опалення, яка працює за рахунок використання енергії атмосферного повітря з конденсаційним котлом в області від'ємних температур навколишнього середовища.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Гершкович В. Ф. Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами / В. Ф. Гершкович. — К. : Украинская Академия Архитектуры ЧП «Энергоминимум», 2009. — 60 с.
2. Руководство по проектированию и монтажу тепловых насосов Dimplex [Электронный ресурс] — Режим доступа : http://geowatt.kz/downloads/HP_planning_and_installation_Rus.pdf Logatherm WPS 6–11 K и WPS 6–17.
3. Документация для планирования и проектирования тепловых насосов. Buderus. [Электронный ресурс]. — Режим доступа : http://www.adeptamasa.com/doc_proect/Logatherm%20WPS_draft.pdf.
4. Мартыновский В. С. Тепловые насосы / В. С. Мартыновский. — М.-Л. : Госэнергоиздат, 1955. — 192 с.
5. Безродний М. К. Про оптимальну роботу ТН в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти зовнішнього повітря / М. К. Безродний, Н. О. Притула // Зб. «Техническая теплофизика и промышленная теплотехника». — Дніпропетровськ, 2011. — № 3. — С. 26—33.
6. Безродний М. К. Про умови оптимальної роботи теплового насоса в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти природної води / М. К. Безродний, Н. О. Притула // Енергетика : економіка, технології, екологія. — 2011. — № 2. — С. 11—16.
7. Безродний М. К. Оптимальна робота теплового насоса в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти ґрунту / М. К. Безродний, Н. О. Притула // Наукові вісті НТУУ «КПІ». — 2012. — № 1. — С. 1—6.
8. Тепловой расчет котлов (нормативный метод). — СПб. : НПО ЦКТИ, 1998. — 258 с.
9. Оборудование WILLO [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.wilo.ua/cps/rde/xchg/ua-ua/layout.xsl/index.htm>
10. Некрасова О. А. Исследование теплонасосных систем отопления (модельный подход) / О. А. Некрасова, Ю. В. Синяк // Теплоэнергетика. — 1986. — № 11. — С. 30—34.
11. Шубин Е. П. Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов / Е. П. Шубин. — М. : Энергия, 1979. — 359 с.
12. Янговский Е. И. Потоки энергии и эксергии / Е. И. Янговский. — М. : Наука, 1988. — 144 с.
13. Боженко М. Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти : навч. посіб. / М. Ф. Боженко, В. П. Сало. — К. : «Політехніка», 2004. — 192 с.
14. Vitodens. Газовые конденсационные котлы. Инструкция по проектированию / Viessmann. — 2004. — 144 с.

Рекомендована кафедрою теплоенергетики

Стаття надійшла до редакції 1.02.2013
Рекомендована до друку 2.03.2013

Безродний Михайло Костянтинович — завідувач кафедри, **Притула Наталя Олександрівна** — аспірант.

Кафедра теоретичної та промислової теплотехніки, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», Київ