

УДК 621.577 + 697.1

ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОТИ ПОПЕРЕДНЬО ПІДГРІТОГО АТМОСФЕРНОГО ПОВІТРЯ

М. К. Безродний

Доктор технічних наук, професор,
завідувач кафедри*
E-mail: m.bezrodny@kpi.ua

Н. О. Пritула

Аспірант *

E-mail: npritula@ukr.net

*Кафедра теоретичної та
промислової теплотехніки

Національний технічний університет України
"Київський політехнічний інститут"
пр. Перемоги, 37, м. Київ, Україна, 03056

Проаналізовано ефективність теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення з використанням теплоти попередньо підігрітого атмосферного повітря за рахунок спалювання невеликої кількості палива. Застосування такої системи покращує умови роботи теплового насоса та відповідно збільшується його коефіцієнт трансформації порівняно з системою без підтопки. Наведено графічні залежності основних параметрів, що характеризують ефективність роботи системи, від температури навколишнього середовища

Ключові слова: тепловий насос, низькотемпературна система опалення, коефіцієнт використання первинної енергії палива

Проанализирована эффективность теплонасосной системы низкотемпературного водяного отопления с использованием теплоты предварительно подогретого атмосферного воздуха за счет сжигания небольшого количества топлива. Применение такой системы улучшает условия работы теплового насоса и соответственно увеличивается его коэффициент трансформации по сравнению с системой без подтопки. Приведены графические зависимости основных параметров, характеризующих эффективность работы системы, от температуры окружающей среды

Ключевые слова: тепловой насос, низкотемпературная система отопления, коэффициент использования первичной энергии топлива

1. Вступ

Нині для вирішення проблем енергозбереження тепловий насос (ТН) є найбільш перспективним серед джерел нетрадиційної енергетики завдяки можливості використовувати поновлювану енергію з навколишнього середовища, що, у свою чергу, дозволяє обмежити використання традиційних палив, зменшити антропогенне навантаження на довкілля та покращити якість теплостачання.

Значні переваги має використання атмосферного повітря як нижнього джерела енергії для теплонасосної системи опалення, оскільки воно є абсолютно безкоштовним, необмеженим та всеосяжним джерелом, потребує невисоких початкових капіталовкладень у порівнянні з іншими джерелами енергії та може бути розміщене на будь-якому об'єкті. Суттєвим недоліком такої системи вважається втрата потужності та ефективності по мірі зниження температури повітря [1, 2].

Сьогодні ТН провідних фірм поставляються у кліматичних виконаннях, що припускають їхню нормальну роботу за мінімальних температур зовнішнього повітря до $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, але для кліматичних умов України

цього недостатньо (розрахункова мінімальна температура систем опалення для м. Києва $-22\text{ }^{\circ}\text{C}$) і це ускладнює їхнє використання для цілей опалення. Постає задача підвищення температури повітря на вході до випарника ТН при низьких значеннях температури навколишнього середовища для того, щоб забезпечити роботу теплового насоса протягом усього опалювального періоду. Вказану задачу можна вирішити шляхом додаткового підігрівання повітря за рахунок інших джерел, наприклад, теплоти кристалізації води [3], або наявної теплоти вентиляційних викидів житлових, комерційних та промислових об'єктів [4 – 6].

Вважається, що з економічних та практичних міркувань в Україні вигідно використовувати повітря-водяні теплові насоси разом із резервно-аварійним джерелом теплоти для екстремальних холодів та на випадки втрат електроживлення. Це послаблює вимоги до кліматичного виконання теплового насоса, але значно збільшує капіталовкладення.

Авторами запропонована та проаналізована принципова схема теплонасосної системи опалення з попереднім підігрівом атмосферного повітря за рахунок спалювання невеликої кількості палива (наприклад,

природного газу). Така схема працює з використанням теплоти атмосферного повітря, а в тому разі коли температура навколишнього середовища опускається нижче критичного значення [6], відбувається попередній підігрів атмосферного повітря.

Незважаючи на пониження ексергетичної цінності продуктів згорання при розбавленні їх до низької температури атмосферним повітрям, у такій системі має місце покращення умов роботи теплового насоса і відповідне збільшення коефіцієнта трансформації ТН, повне використання теплоти конденсації водяної пари в продуктах згорання, що в поєднанні з відсутністю необхідності в додатковому джерелі теплоти за низьких температур атмосферного повітря може слугувати на користь доцільності використання такої системи.

2. Термодинамічний аналіз теплонасосної системи водяного опалення

Принцип роботи запропонованої схеми (рис. 1): атмосферне повітря з температурою t_0 та масовою витратою $G_{ат}$ подається у камеру змішування, де воно підігрівається за рахунок змішування з продуктами згорання з температурою $t_{пз}$ й масовою витратою $G_{пз}$. Отримана суміш повітря ($t_n^{вх}$, $G_{сум}$) після камери змішування направляється у випарник теплового насоса, де повітря охолоджується і на виході має температуру $t_n^{вх}$. Опалюване приміщення має теплові втрати в навколишнє середовище $Q_{оп}$. Для компенсації витрат теплоти на опалення використовується тепловий потік від конденсатора теплового насоса $Q_{к}$ з температурою теплоносія t_k на вході в систему опалення.

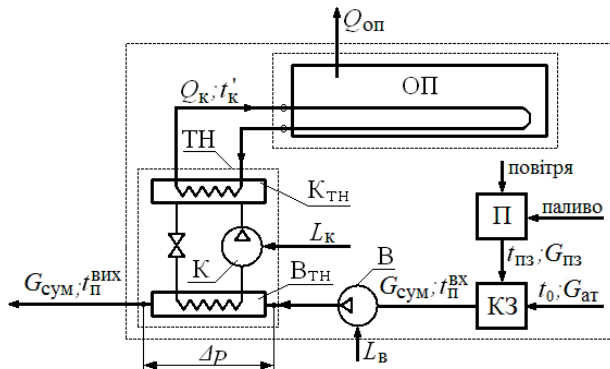


Рис. 1. Принципова схема теплонасосної системи опалення з попереднім підігрівом атмосферного повітря:
 ОП – опалюване приміщення; ТН – тепловий насос;
 К_{ТН} – конденсатор ТН; В_{ТН} – випарник ТН; К – компресор;
 В – вентилятор; П – паливо; КЗ – камера змішування;
 L_к – робота приводу компресора ТН; L_в – робота приводу вентилятора

Наведений аналіз проведено на основі визначення величини питомих затрат первинної енергії палива на виробництво одиниці теплоти в системі опалення (без урахування затрати енергії на вентилятор L_v), яку можна представити у вигляді:

$$I_{оп} = \frac{L_k / \eta_{кес} + Q_{п} K_Q}{Q_{оп}}, \quad (1)$$

де L_k – затрати енергії на компресор ТН; $\eta_{кес}$ – енергетичний ККД конденсаційної електростанції; $Q_{п}$ – тепловий потік, підведений у камеру змішування з продуктами згорання палива; K_Q – відношення нижчої теплоти згорання до вищої, яке прийнято 0,9; $Q_{оп}$ – тепловий потік на опалення приміщення.

Затрати енергії на компресор ТН визначаються за формулою:

$$L_k = Q_{вип} / (\varphi - 1). \quad (2)$$

Тепловий потік у випарнику теплового насоса:

$$Q_{вип} = G_{сум} c_{сум} \Delta t_n^{opt}, \quad (3)$$

де $G_{сум} = G_{ат} + G_{пз}$ – сумарна масова витрата атмосферного повітря $G_{ат}$ та продуктів згорання $G_{пз}$ на випарник теплового насоса; $c_{сум}$ – ізобарна теплоємність повітря; $\Delta t_n^{opt} = (t_n^{вх} - t_n^{вх})$ – оптимальний ступінь охолодження повітря у випарнику теплового насоса, який суттєво залежить від комплексу заданих величин $A = \Delta p / \rho c_p$, що характеризує собою величину втрат тиску повітряного потоку у випарнику, і дуже слабо залежить від температури навколишнього середовища та температури гріючого теплоносія в системі опалення [6].

Дійсний коефіцієнт трансформації теплового насоса φ може бути представлений у вигляді:

$$\varphi = \varphi_T \eta_{ТН}, \quad (4)$$

де $\eta_{ТН}$ – коефіцієнт, що враховує реальні процеси, здійснювані робочим тілом у тепловому насосі, який згідно з рядом джерел може змінюватися в діапазоні 0,6...0,8 [7, 8]; φ_T – теоретичний коефіцієнт трансформації ТН, який з урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі можна визначити за співвідношенням:

$$\varphi_T = \left[1 - \frac{T_{в}^{ТН}}{T_{к}^{ТН}} \right]^{-1} = \left[1 - \frac{273 + t_n^{вх} - \Delta t_b}{273 + t_k + \Delta t_k} \right]^{-1}, \quad (5)$$

де $T_{в}^{ТН}$ – температура випаровування робочого агента у випарнику ТН, К; $T_{к}^{ТН}$ – температура конденсації робочого агента в конденсаторі ТН, К; $t_n^{вх}$ – температура повітря на виході з випарника, °С; t_k – температура води на виході з конденсатора, °С; Δt_b – різниця температур повітря та робочого тіла ТН на виході з випарника; Δt_k – різниця температур робочого тіла ТН та води на виході із конденсатора. Згідно з рекомендаціями роботи [7] можна прийняти, що $\Delta t_b = 10$ °С, а $\Delta t_k = 5$ °С.

Для визначення температури теплоносія, що подається з конденсатора ТН у низькотемпературну систему водяного опалення, має силу рівняння, яке виводиться на основі аналізу процесів теплообміну в системі гріюча вода – повітря в приміщенні – атмосферне повітря [9]:

$$t_k = t_n + (t_t^p - t_n) \left[(t_n - t_0) / (t_n - t_0^p) \right]^{\frac{1}{(1+n)}}, \quad (6)$$

де t_n – температура повітря в приміщенні 20 °С; t_t^p – розрахункова температура гріючого теплоносія в системі опалення прийнята 40 °С при розрахунковій

температурі навколишнього середовища $t_0^p = -20 \text{ }^\circ\text{C}$; $\pi = 0$ для низькотемпературних систем опалення.

Тепловий потік $Q_{оп}$ у рівнянні (1) можна визначити за рівнянням теплового балансу теплового насоса:

$$Q_{оп} = Q_k = Q_{вип} + L_k = G_{сум} c_{сум} \Delta t_n^{онт} \varphi / (\varphi - 1), \quad (7)$$

а з іншого боку тепловий потік, відведений від конденсатора теплового насоса обчислюється за співвідношенням:

$$Q_k = G_b c_b \Delta t_k, \quad (8)$$

де G_b – масова витрата води в системі низькотемпературного опалення; c_b – ізобарна теплоємність води; $\Delta t_k = (t_k' - t_k'')$ – різниця температур води на вході та виході з системи опалення.

Різниця температур води на вході та виході з системи опалення згідно з [10] може бути визначена за формулою:

$$\Delta t_k = \Delta t_k^p [(t_n - t_0) / (t_n - t_0^p)]. \quad (9)$$

Прийнято, що розрахунковий температурний перепад гріючого теплоносія в системі низькотемпературного водяного опалення $\Delta t_k^p = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ при розрахунковій температурі атмосферного повітря $t_0^p = -20 \text{ }^\circ\text{C}$.

В роботі [6] показано, що теплонасосна система опалення є енергетично більш ефективною в порівнянні з системою опалення від конденсаційного котла до певної (критичної) температури навколишнього повітря. Коли температура повітря на вході до випарника знижується до критичної температури ($t_n^{bx} = t_0^{kp}$), тоді тепловий потік, відведений від конденсатора визначається за рівнянням:

$$Q_k^{kp} = G_b c_b \Delta t_k^{kp}, \quad (10)$$

а Δt_k^{kp} обчислюється за формулою (9) при $t_0 = t_0^{kp}$.

За умови, що $t_0 < t_0^{kp}$ різниця $Q_k - Q_k^{kp}$ повинна бути позитивною за рахунок спалювання палива, таким чином

$$Q_k - Q_k^{kp} = Q_n \varphi / (\varphi - 1). \quad (11)$$

Тепловий потік Q_n , підведений у камеру змішування з продуктами згорання палива для попереднього підігріву атмосферного повітря, можна визначити за виразом:

$$Q_n = G_b c_b (\Delta t_k - \Delta t_k^{kp}) \frac{(\varphi - 1)}{\varphi}. \quad (12)$$

Відношення теплового потоку, підведеного з продуктами згорання до теплового потоку від конденсатора теплового насоса, з урахуванням рівнянь (12) та (8) можна представити у вигляді:

$$\frac{Q_n}{Q_k} = \left[1 - \frac{\Delta t_k^{kp}}{\Delta t_k} \right] \frac{(\varphi - 1)}{\varphi}. \quad (13)$$

Температура повітря на вході до випарника ТН t_n^{bx} визначається з теплового балансу камери змішування

$$t_n^{bx} = t_0 + \Delta t_n^{онт} \left[1 - (\Delta t_k^{kp} / \Delta t_k) \right]. \quad (14)$$

З урахуванням рівнянь (2), (3), (8) та (12) вираз (1) для визначення величини питомих затрат первинної енергії палива на виробництво одиниці теплоти в системі опалення приймає вигляд:

$$l_{оп} = \frac{1}{\varphi \eta_{кес}} + \left[1 - \frac{\Delta t_k^{kp}}{\Delta t_k} \right] \frac{(\varphi - 1)}{\varphi} K_Q. \quad (15)$$

У свою чергу коефіцієнт використання первинної енергії палива (відношення корисно витраченої теплоти до загальної кількості енергії палива, підведеної у процесі) теплонасосної системи низькотемпературного опалення представимо у вигляді:

$$\eta_{ТНС} = \frac{1}{l_{оп}} = \left[\frac{1}{\varphi \eta_{кес}} + \left(1 - \frac{\Delta t_k^{kp}}{\Delta t_k} \right) \frac{(\varphi - 1)}{\varphi} K_Q \right]^{-1}. \quad (16)$$

3. Чисельний аналіз системи

За формулою (14) визначено температуру повітря після камери змішування з урахуванням того, що оптимальний ступінь охолодження повітря у випарнику теплового насоса залежить від комплексу заданих величин A (який встановлений в роботі [6] з урахуванням реального значення аеродинамічного опору випарника, як конвективного теплообмінника, що знаходяться в діапазоні $\Delta p = 100..1000 \text{ Па}$). На рис. 2 представлена залежність різниці температур, що характеризує попередній підігрів атмосферного повітря продуктами згорання від температури навколишнього середовища, з якої видно, що необхідний ступінь підігріву атмосферного повітря зростає зі збільшенням комплексу заданих величин A .

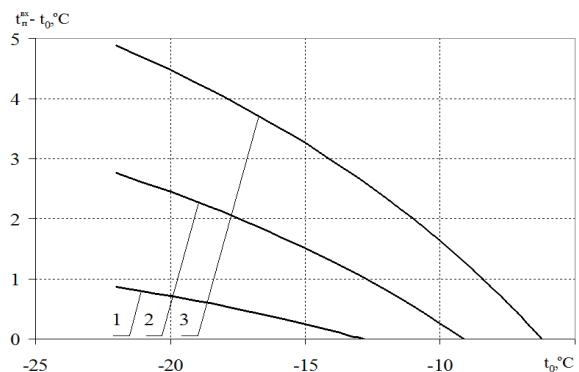


Рис. 2. Залежність різниці температур, що характеризує попередній підігрів атмосферного повітря продуктами згорання від температури навколишнього середовища: 1, 2, 3 – комплекс заданих величин $A=0, 0,5, 1,0$

На основі залежності $t_n^{bx} - t_0 = f(t_0)$ при $t_0 < t_0^{kp}$ визначено відносну частку теплоти підтопки атмосферного повітря від температури навколишнього середовища (рис. 3) та встановлено, що відношення теплового потоку, підведеного від продуктів згорання до теплового потоку від конденсатора теплового насоса зростає зі

збільшенням комплексу заданих та зі зменшенням температури навколишнього середовища. З рис. 3 видно, що величина підтопки незначна порівняно з теплою, відведеною від атмосферного повітря для задоволення цілей опалення.

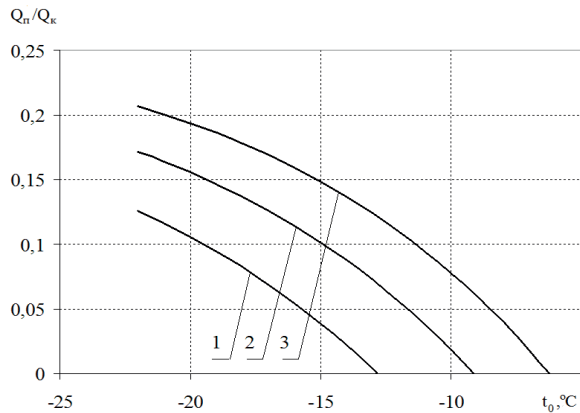


Рис. 3. Залежність відносної частки теплоти підтопки атмосферного повітря від температури навколишнього середовища: 1, 2, 3 – комплекс заданих величин $A=0,1; 0,5; 1,0$

На рис. 4 наведено графічну залежність теоретичного коефіцієнта трансформації теплового насоса від температури навколишнього середовища за умов попереднього підігріву атмосферного повітря та у разі його відсутності. Видно, що теоретичний коефіцієнт трансформації у випадку попереднього підігріву більший порівняно з використанням лише теплоти атмосферного повітря та ця різниця між двома цими випадками збільшується зі зменшенням температури навколишнього середовища та збільшенням комплексу заданих величин.

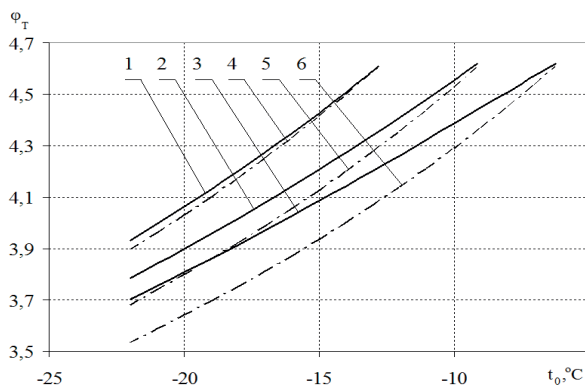
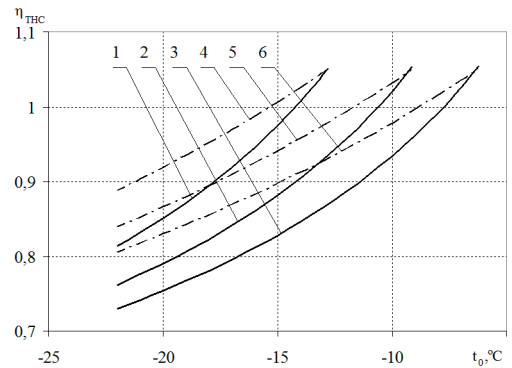
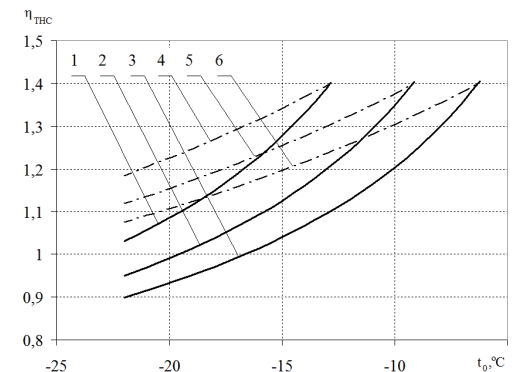


Рис. 4. Залежність теоретичного коефіцієнта трансформ-мації теплового насоса від температури навколишнього середовища: 1, 2, 3 – з попереднім підігрівом атмосферного повітря при $A=0,1; 0,5; 1,0$; 4, 5, 6 – без підтопки при $A=0,1; 0,5; 1,0$

На рис. 5 представлена залежність коефіцієнта використання первинної енергії палива в теплонасосній системі опалення з попереднім підігрівом атмосферного повітря та без нього від температури навколишнього середовища при значеннях ККД теплового насоса $\eta_{TH} = 0,6$ (рис. 5а) і $\eta_{TH} = 0,8$ (рис. 5, б).



а



б

Рис. 5. Коефіцієнт використання первинної енергії палива теплонасосної системи опалення: а – $\eta_{TH} = 0,6$; б – $\eta_{TH} = 0,8$; 1, 2, 3 – з попереднім підігрівом атмосферного повітря при $A=0,1; 0,5; 1,0$; 4, 5, 6 – без підтопки при $A=0,1; 0,5; 1,0$

Із графіків видно, що додаткові витрати палива в системі з попереднім підігрівом атмосферного повітря приводять до зменшення коефіцієнта використання первинної енергії палива в порівнянні з системою без підтопки. Разом з тим видно (рис. 5, б), що підвищення ККД теплового насоса до величини, цілком реальної для сучасних теплових насосів [8], приводить до того, що навіть у системі з попереднім підігрівом атмосферного повітря коефіцієнт використання первинної енергії палива для теплонасосної системи майже у всьому діапазоні температур навколишнього середовища вищий за одиницю, що може свідчити про ефективність і доцільність використання такої системи опалення.

4. Висновки

1. Температурний діапазон застосування теплових насосів типу "повітря-вода" в системах низькотемпературного водяного опалення можна збільшити за рахунок використання попереднього підігріву атмосферного повітря продуктами згорання палива. Використання такої теплонасосної схеми опалення дозволить відмовитися від резервного

- джерела теплоти та цим самим зменшити капіталовкладення.
2. Встановлено, що відносна частка підтопки незначна порівняно з теплою підведеною від атмосферного повітря для задоволення цілей опалення.
 3. Ефективність застосування теплонасосної системи опалення з попереднім підігрівом атмосферного повітря може бути досягнута в комплексі з підвищенням величини ККД сучасних теплових насосів типу “повітря-вода”.

Література

1. Гершкович, В. Ф. Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами [Текст] / В. Ф. Гершкович. – К.: Украинская Академия Архитектуры ЧП “Энергоминимум”, 2009. – 60 с.
2. Ткаченко, С. Й. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання [Текст] / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко. – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 177 с.
3. Пуховий, І. І. Економія природного газу при заміні котлів тепловими насосами та використання теплоти кристалізації води, як альтернативи теплоті ґрунту [Текст] / І. І. Пуховий, М. К. Безродний, Н. М. Мхітарян, С. О. Кудря // Відновлювана енергетика. – 2006. – №1. – С.15–19.
4. Гершкович, В. Ф. Опыт применения в Киеве теплового насоса воздух-вода для отопления офисного здания [Текст] / В. Ф. Гершкович // Новости теплоснабжения. – 2001. – № 11. – С. 38–41.
5. Безродний, М. К. Енергетична ефективність комбінованої теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення та вентиляції [Текст] / М. К. Безродний, Н. О. Припула // Наукові вісті НТУУ «КПІ». – 2011. – № 1. – С. 19–25.
6. Безродний, М. К. Енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання [Текст] / М. К. Безродний, Н. О. Припула. – К.: НТУУ “КПІ”, 2012. – 208 с.
7. Морозюк, Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / Т. В. Морозюк. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
8. Steward, F.R. Optimum arrangement and use of heat pumps in recovery waste heat [Text] / F.R. Steward // Energy Conversion Mgmt. – 1984. Vol. 24 – № 2. – P. 123–129.
9. Шубин, Е. П. Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов [Текст] / Е. П. Шубин. – М: Энергия, 1979. – 359 с.
10. Тепловые режимы и их регулирование [Электронный ресурс] // Режим доступа – http://www.baurum.ru/_library/?cat=operation-thermal-networks&id=4060.