

ТЕРМОДИНАМІЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЦИКЛУ ТЕПЛООВОГО НАСОСА «ГРУНТ-ВОДА» ДЛЯ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ПРИМІЩЕННЯ

Микола Босий

старший викладач кафедри матеріалознавства та ливарного виробництва

Центральноукраїнський національний технічний університет, просп. Університетський, 8, Україна, 25031, bosiy_mv@ukr.net;

ORCID: 0000-0002-3090-0427

Володимир Кропівний

кандидат технічних наук, професор,

професор кафедри матеріалознавства та ливарного виробництва

Центральноукраїнський національний технічний університет, просп. Університетський, 8, Україна, 25031;

ORCID: 0000-0002-3047-3760

Олександр Кузик

кандидат технічних наук, доцент,

доцент кафедри матеріалознавства та ливарного виробництва

Центральноукраїнський національний технічний університет, просп. Університетський, 8, Україна, 25031, kuzykov1985@gmail.com;

ORCID: 0000-0002-5313-0226

У статті проведено термодинамічний аналіз ефективності використання перспективних теплонасосних технологій для системи опалення приміщень при використанні різних природних джерел теплової енергії. Підвищення ефективності теплового насоса (ТН) залежить від досконалості циклу роботи ТН та вибору робочого тіла холодильного агента (ХА). Наведено принципову схему ТН «грунт-вода» для системи опалення приміщення. Приведено цикл роботи ТН «грунт-вода» в p - h -діаграмі. Представлено результати розрахунку показників ефективності роботи ТН з використанням природного джерела теплоти ґрунту. Показано ефективність роботи ТН, який реалізує зворотний термодинамічний цикл Карно з використанням низькопотенційного джерела теплоти ґрунту. Цей цикл супроводжується мінімальними втратами при дроселюванні рідкого ХА і вирішує проблему корисного тепловикористання для підвищення температури теплоносія, який нагрівається для системи опалення. Виконано енергетичний і ексергетичний аналізи показників ефективності ТН, робочим тілом якого є R134a. Енергетичну ефективність циклу ТН «грунт-вода» оцінювали коефіцієнтом трансформації ТН (COP), який за розрахунками дорівнює 4,8. Термодинамічну ефективність ТН «грунт-вода» в системах опалення розглядали за допомогою ексергетичного ККД, він становить 56 %.

Ключові слова: тепловий насос, низькопотенційне джерело теплоти, коефіцієнт трансформації теплового насоса, система опалення, термодинамічна ефективність.

АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ. Нині застосування теплових насосів (ТН) – це альтернатива традиційним теплоенергетичним установкам. Теплонасосні технології є одним із ефективних енергозберігаючих способів, що дає можливість в системах теплопостачання економити паливно-енергетичні ресурси, знижувати забруднення довкілля, задовольняти потреби споживачів у виробництві технологічної теплоти [1–4; 6; 7].

ТН, які використовують поновлювальні природні джерела теплоти та низькотемпературні вторинні енергоресурси для перетворення їх в теплоту, широко застосовуються в багатьох сферах економіки і побуту [2; 3; 5–7].

Актуальність застосування теплонасосних технологій в різних сферах економіки та їх переваги при виробництві теплоти обговорюються на міжнародних конференціях, а також висвітлюються в наукових виданнях [7–9; 10–17].

Теплонасосна технологія отримання теплоти завдяки високій енергетичній ефективності дозволяє зменшити затрати вартісних традиційних органічних видів палива (твердих, рідких, газоподібних), знизити забруднення довкілля і вирішити актуальні сучасні проблеми теплопостачання [4–6; 7].

Тому, використання ТН для систем опалення, гарячого водопостачання є альтернативою тра-

диційним способам, таким як централізоване водяне опалення, електрообігрів. Можливість використання зворотнього термодинамічного циклу Карно в опалювальних і охолоджувальних пристроях була відкрита достатньо давно, а в наш час ТН отримав широке розповсюдження [1; 3–9].

ТН перетворює низько-потенційну природню теплову енергію, або теплоту вторинних низькотемпературних енергоресурсів в енергію більш високого температурного потенціалу для її практичного використання в системах теплопостачання. Перетворення цих енергій відбувається в зворотньому термодинамічному циклі Карно і перенос енергії з нижнього температурного рівня на більш високий виконується за рахунок механічної (електричної) енергії, яка з зовні підводиться до компресора ТН [1–4; 7].

Джерелами низькопотенційної теплоти для застосування в ТН є атмосферне повітря, вода природніх водойм, ґрунт, ґрунтові води, а також джерела теплоти, систем охолодження різноманітного технічного обладнання або технологічних процесів, теплота відпрацьованого повітря систем вентиляції [1–4; 8].

При застосуванні теплонасосної технології ефективно знижується споживання електроенергії. ТН пропонують промисловим і комерційним споживачам електроенергії значні можливості для зниження витрат, пов'язаних з підгрівом води [9].

Для визначення ефективності роботи ТН необхідно враховувати різні режими протягом опалювального періоду і тривалість температур. Тобто, наприклад, за температури повітря 7 °С повітряні ТН можуть мати коефіцієнт перетворення, що дорівнює 5, а тривалість таких температурних періодів досить висока протягом року. Допоміжні джерела, наприклад, ТЕНи є невід'ємною частиною систем з повітряними ТН. При використанні ТН типу «повітря-вода» з збудованими ТЕНами середньорічний коефіцієнт перетворення становить 2,5 [10]. Вибір регіону, що підходить для впровадження повітряних ТН, повинен проводитися з урахуванням не тільки розрахункових мінімальних температур, а й всіх інших кліматичних показників, таких як середня річна температура, діапазон температурних коливань [10].

В Норвегії, США і Канаді з суворим кліматом перевага надається ґрунтовим ТН та з появою низькотемпературних спліт-систем, що мають нижню межу експлуатації на обігрів до –20 °С, відзначається попит на такий тип ТН [11].

Природні джерела теплоти, такі як вода, або ґрунт мають переваги у порівнянні з повітрям.

Ґрунт – це найбільш універсальне джерело розсіяної теплоти. Він акумулює сонячну енергію цілий рік. На глибині 7 м температура практично постійна протягом року. Для більшої частини території України вона становить 8...12 °С. Ґрунт досить надійно постачає природню поновлювальну низькопотенційну енергію для ТН. Необхідна енергія збирається ґрунтовим теплообмінником, заглибленим у землю, і акумулюється в теплоносії, який потім подається у випарник ТН і повертається назад за новою порцією теплоти. В якості теплоносія використовується незамерзаюча, екологічно безпечна рідина (розсіл або антифриз). У більшості ТН «ґрунт-вода» використовується розчин води і пропіленгліколю або етиленгліколю. ТН «розсіл-вода» дуже ефективні і досягають показників ефективності COP до 5 [2–4; 7].

Тому, ТН «ґрунт-вода» з розсолем є найбільш поширеним у світі. У цих геотермальних ТН використовується два види теплообмінників: ґрунтовий колектор і ґрунтовий зонд. Вони виготовляються з поліетиленових труб діаметром до 40 мм з добавками теплопровідного пластифікатора. Ґрунтовий колектор (горизонтальний) являє собою довгу трубу, горизонтально вкладену під шаром ґрунту.

ТН доцільно використовувати в системах теплопостачання, вони показали свою ефективність завдяки передачі споживачеві в 3–5 разів більше енергії, ніж витрачають на її передачу. Крім того, в ТН використовуються екологічно чисті технології практично без викидів шкідливих речовин в довкілля [2–4; 6–8].

Отже, метою даної статті є термодинамічне дослідження ефективності впровадження ТН в системі опалення приміщення при використанні теплоти ґрунту.

МАТЕРІАЛ І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ. ТН – це пристрої з високою енергетичною ефективністю, екологічною чистотою і повною автоматизацією процесу експлуатації, що обумовлює абсолютну заміну традиційних способів виробництва теплоти та вказує на доцільність застосування в системах теплопостачання теплонасосної технології [7; 12; 13]. ТН можуть також застосовуватися в комбінації з іншими нетрадиційними джерелами теплоти, такими як сонячні водонагрівачі, біоенергетичні установки, установки з переробки і спалювання твердих побутових відходів.

Найбільшого поширення набули парокompресійні ТН, у яких в якості робочого агента, використовуються холодильні агенти. Схема парокompресійного ТН наведена на рис. 1.

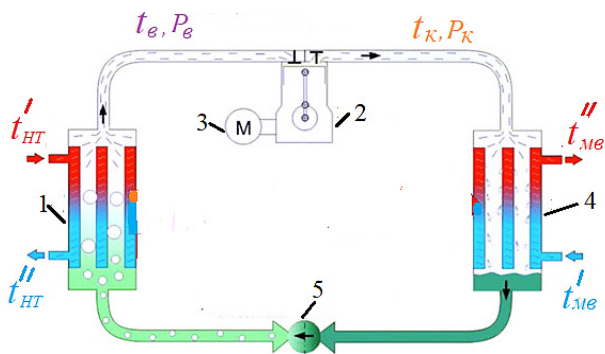


Рисунок 1 – Схема парокompресійного ТН
1 – випарник; 2 – компресор; 3 – електродвигун;
4 – конденсатор; 5 – дросель

У випарнику 1 при постійному тиску P_B і температурі T_B здійснюється випаровування холодильного агента при підведенні теплоти від низькопотенційного джерела теплоти (рис. 1). Підігрів насичених парів холодильного агента при тиску P_B відбувається теплотою гарячого рідкого холодильного агента до стану перегрітої пари. Перегріта пара з температурою T_{HT} надходить на вхід компресора 2, в якому вона стискається до кінцевого тиску P_K з підвищенням температури до T_K . Стиснений пар з параметрами перегрітої пари надходить в конденсатор 4, де спочатку відбувається його охолодження із стану перегрітої пари до стану насичення, а потім конденсація при постійному тиску P_K і температурі T_K . З конденсатора 4 конденсат холодильного агента поступає в дросельний клапан 5, в якому здійснюється процес дроселювання холодильного агента від тиску P_K до тиску P_B зі зниженням його температури в процесі ізоентальпійного розширення з T_K до температури T_B у випарнику 1. І знову термодинамічний процес повторюється [2–4; 8].

В процесі реалізації термодинамічного циклу до холодильного агента у випарнику 1 підводиться теплова енергія від тепловіддавача теплоти ґрунту з охолодженням його теплоносія з температури T'_{HT} до T''_{HT} . Електродвигуном 3 в компресорі 2 підводиться механічна енергія в процесі стискування холодильного агента. При цьому ми не конкретизуємо з якого вихідного виду енергії (електрична, теплова та ін.) отримана механічна енергія на валу компресора 4. Відведення корисної теплоти до зовнішнього споживача здійснюється в конденсаторі 4 при

нагріванні теплоносія зовнішнього теплоприймача мережевої води (МВ) з температури T'_{MB} до T''_{MB} . При використанні парокompресійного ТН в системах теплопостачання споживачами теплової енергії є системи опалення (СО) і гарячого водопостачання (ГВП). Для опалення використовується теплота, що виділяється в конденсаторі 4 ТН [2–4].

Для термодинамічного розрахунку циклу ТН «ґрунт-вода» наведемо принципову схему, яка представлена на рис. 2. ТН «ґрунт-вода» призначений для забезпечення споживачів екологічно чистим теплом для потреб опалення з використанням низькопотенційної теплоти ґрунту +5...+10 °С. При застосуванні ТН «ґрунт-вода» можна отримати теплоносії системи опалення з температурою 55...75 °С.

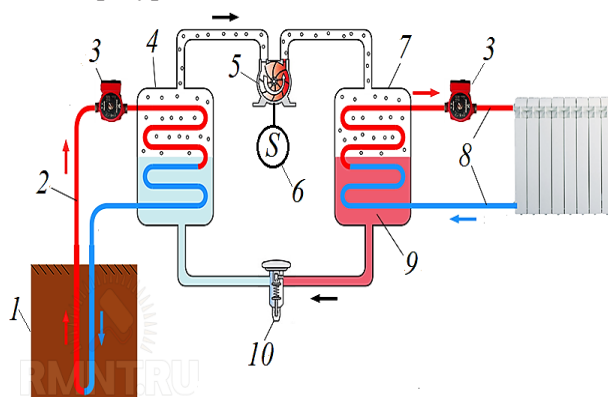


Рисунок 2 – Принципова схема ТН «ґрунт-вода»
1 – ґрунт; 2 – розсіл; 3 – насос; 4 – випарник;
5 – компресор; 6 – електродвигун; 7 – конденсатор; 8 – система опалення;
9 – холодоагент R134a; 10 – дросель

Для ТН «ґрунт-вода» вибираємо озонобезпечний холодоагент R134a, який має широке застосування. Для низькопотенційного теплоносія теплоти ґрунту приймаємо $T'_{HT} = 281 \text{ K}$ (+10 °С), $T''_{HT} = 279 \text{ K}$ (+6 °С), а для теплоносія системи опалення $T'_{MB} = 338 \text{ K}$ (+67 °С). Приймаємо кінцеві різниці температур на виході з теплообмінних апаратів: у випарнику $\Delta T_B = T'_{HT} - T_B = 3 \text{ K}$, а в конденсаторі $\Delta T_K = T_K - T'_{MB} = 5 \text{ K}$ [2–4; 15; 17].

Термодинамічний розрахунок циклу ТН «ґрунт-вода» наступний [2–4; 15].

Температура насиченої пари R134a на виході з випарника [17]

$$T_B = T'_{HT} - \Delta T_B. \tag{1}$$

Температура конденсації R134a в конденсаторі [17]

$$T_K = T'_{MB} + \Delta T_K. \tag{2}$$

Ступінь стиснення R134a в компресорі

$$\varepsilon = P_k/P_b, \quad (3)$$

де $P_k=2,2$ МПа, $P_b=0,35$ МПа – тиск конденсації і випаровування R134a при температурах T_k і T_b .

Теплові навантаження в ТН «грунт-вода» представлені на $p-h$ діаграмі (рис. 3), де вони наведені у вигляді відповідних відрізків прямих ліній, що відображають основні термодинамічні процеси.

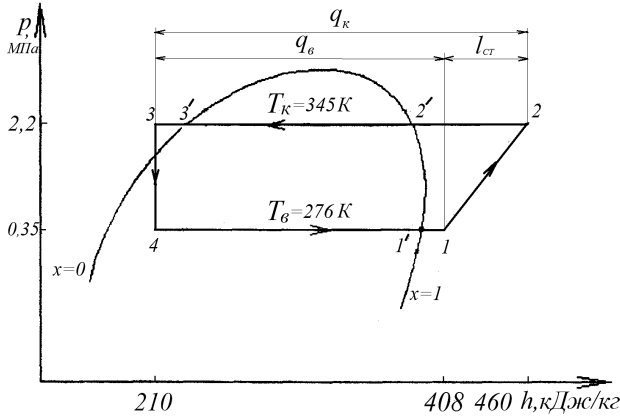


Рисунок 3 – Цикл ТН «грунт-вода» в $p-h$ -діаграмі

Енергетичну ефективність ТН «грунт-вода» оцінюємо за допомогою $p-h$ діаграми (рис. 3).

Питома робота стиснення в компресорі

$$l_{ct} = h_2 - h_1. \quad (6)$$

Питома теплова потужність конденсатора

$$q_k = h_2 - h_3. \quad (7)$$

Питома теплове навантаження випарника

$$q_b = h_1 - h_4. \quad (8)$$

Правильність розрахунку визначається перевіркою теплового балансу

$$l_{ct} + q_b = q_k. \quad (9)$$

Питома витрата первинної енергії (електроенергії) ТН на одиницю виробленої теплоти

$$e_{TH} = l_{ct}/q_k. \quad (10)$$

Питома енергія, яка споживається електродвигуном

$$w = l_{ct}/\eta_{e.m.} \cdot \eta_e, \quad (11)$$

де $\eta_{e.m.} = 0,95$ – електромеханічний ККД компресора, $\eta_e = 0,85$ – ККД електродвигуна [4].

Коефіцієнт трансформації теплоти ТН

$$COP = q_{th} / l_{ct}. \quad (12)$$

Також можна визначати коефіцієнт трансформації теплоти ТН іншим методом, наприклад,

$$COP = COP_T \cdot \eta_{TH}, \quad (13)$$

де η_{TH} – коефіцієнт, який враховує реальні процеси, що здійснюються робочим тілом у ТН, який згідно з рядом джерел теплоти змінюється в діапазоні 0,6...0,8 (приймаємо $\eta_{TH} = 0,6$) [15]; COP_T – теоретичний коефіцієнт трансформації ТН.

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно COP_T з урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі ТН визначається за співвідношенням

$$COP_T = T_k / (T_k - T_b), \quad (14)$$

де T_b – абсолютна температура випаровування R134a у випарнику ТН, К; T_k – абсолютна температура конденсації R134a в конденсаторі ТН, К.

Ексергетичний розрахунок ТН «грунт-вода» виконаний на основі визначення ексергій при роботі ТН та ексергетичного балансу підведеної і відведеної ексергії в кожному елементі обладнання ТН «грунт-вода» [13–17].

Ексергетичний ККД ТН «грунт-вода» показує ступінь термодинамічної досконалості ТН і розраховується, як відношення відведеної від ТН ексергії до підведеної ексергії [7; 13–17]

$$\eta_{ex} = e_{вд.} / e_{під.}, \quad (15)$$

де $e_{вд.} = e_b$ – відведена від ТН ексергія; $e_{під.} = e_n + e_c$ – сума підведеної до ТН ексергії; e_b – питома ексергія, відведена середовищем, яке нагрівається від конденсатора ТН; e_n – питома ексергія, підведена до випарника низькопотенційного джерела теплоти; e_c – питома ексергія електричної енергії, підведеної до компресора на привід.

Ексергія отримана високопотенційним джерелом у конденсаторі

$$e_b = \tau_b q_k, \quad (16)$$

де τ_b – ексергетична температура високопотенційного теплоносія

$$\tau_b = \frac{T_{ср.мв.} - (t_{н.с.} + 273)}{T_{ср.мв.}}. \quad (17)$$

Середня логарифмічна температура гарячого теплоносія

$$T_{ср.мв.} = \frac{t_{MB}'' - t_{MB}'}{\ln \frac{t_{MB}'' + 273}{t_{MB}' + 273}}. \quad (18)$$

Ексергія віддана низькопотенційним теплоносієм у випарнику

$$e_n = \tau_n q_b, \quad (19)$$

де τ_n – ексергетична температура низькопотенційного теплоносія

$$\tau_{\text{н}} = \frac{T_{\text{ср.нт.}} - (t_{\text{н.с.}} + 273)}{T_{\text{ср.нт.}}}, \quad (20)$$

де $t_{\text{н.с.}}$ – температура навколишнього середовища

Середня логарифмічна температура низькопотенційного теплоносія

$$T_{\text{ср.нт.}} = \frac{t'_{\text{нт}} - t''_{\text{нт}}}{\ln \frac{t'_{\text{нт}} + 273}{t''_{\text{нт}} - 273}}. \quad (21)$$

Ексергія електроенергії, що витрачається на привід компресора

$$e_{\text{е}} = w = \frac{l_{\text{ст}}}{\eta_{\text{е.м.}} \eta_{\text{е}}}. \quad (22)$$

Результати проведеного вище термодинамічного розрахунку циклу ТН «грунт-вода» представлені в табл. 1.

Виконаний вище термодинамічний аналіз енергетичних і ексергетичних втрат дає загальне уявлення про термодинамічну ефективність циклу ТН «грунт-вода», на підставі якого можна

зробити висновок про внесок того, чи іншого елемента ТН «грунт-вода» в ефективність перетворення потоків енергії.

Для прийняття практичних рішень щодо зменшення ексергетичних втрат в елементах ТН «грунт-вода» в цілому необхідно мати інформацію про власні і технічні втрати ексергії в кожному з елементів. Втрати ексергії нерозривно пов'язані з фізичною природою конкретного термодинамічного процесу. Наприклад, власними є дросельні втрати, а також втрати, зумовлені нагріванням робочого тіла від гарячих поверхонь клапанів і стінок циліндра поршневого компресора. До технічних втрат в ТН «грунт-вода» можна, наприклад, віднести втрати ексергії, пов'язані з теплообміном при кінцевих різницях температур, гідравлічні, через теплоізоляцію, пов'язані з наявністю мертвого простору і нещільністю в циліндрах компресора.

Таблиця 1 – Термодинамічний розрахунок циклу ТН «грунт-вода»

| Параметр | Розмірність | Формула рисунок | Розрахункові значення |
|--|-------------|--------------------|--------------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| Температура випаровування агента R134a, $T_{\text{в}}$ | К | (1) | 276 |
| Ентальпія агента R134a після випарника, h_1 | кДж/кг | Рис. 2 | 408 |
| Тиск агента R134a у випарник, $P_{\text{в}}$ | МПа | Рис. 2 | 0,35 |
| Температура конденсації агента R134a, $T_{\text{к}}$ | К | (2) | 345 |
| Ентальпія агента R134a після конденсатора, h_3 | кДж/кг | Рис. 2 | 210 |
| Тиск конденсації агента R134a, $P_{\text{к}}$ | МПа | Рис. 2 | 2,2 |
| Ентальпія агента R134a на вході в компресор, h_1 | кДж/кг | Рис. 2 | 408 |
| Ентальпія агента R134a після компресора, h_2 | кДж/кг | Рис. 2 | 460 |
| Ентальпія агента R134a перед випарником, h_4 | кДж/кг | Рис. 2 | 210 |
| Питоме теплове навантаження випарника, $q_{\text{в}}$ | кДж/кг | (7) | 198 |
| Питоме теплове навантаження конденсатора, (теплого насоса), $q_{\text{к}} = (q_{\text{тн}})$ | кДж/кг | (8) | 250 |
| Питома робота стиснення в компресорі, $l_{\text{ст}}$ | кДж/кг | (6) | 52 |
| Питома енергія, яка споживається електродвигуном, w | кДж/кг | (11) | 68,4 |
| Перевірка теплового балансу | – | (9) | 250 |
| Коефіцієнт стиснення, ε | – | (3) | 6,28 |
| Коефіцієнт перетворення теплоти ТН, COP | | (12) | 4,8 |
| COP | – | (13) | 3,0 |
| COP _т | – | (14) | 5,0 |
| Питома витрата первинної енергії, $e_{\text{тн}}$ | кДж/кг | (10) | 0,21 |
| Середня температура низькопотенційного теплоносія, $T_{\text{ср.нт.}}$ | К | (21) | 279 |
| Ексергетична температура низькопотенційного теплоносія, $\tau_{\text{н}}$ | – | (20) | 0,057 |
| Ексергія, віддана низькопотенційним теплоносієм, $e_{\text{н}}$ | кДж/кг | (19) | 11,3 |
| Середня температура високопотенційного теплоносія в конденсаторі, $T_{\text{ср.в}}$ | К | (18) | 322 |
| Ексергетична температура високопотенційного теплоносія в конденсаторі, $\tau_{\text{в}}$ | – | (17) | 0,18 |
| Ексергія, одержана високопотенційним теплоносієм в конденсаторі, $e_{\text{в}}$ | кДж/кг | (16) | 45 |
| Ексергія споживаної електроенергії, $e_{\text{е}}$ | кДж/кг | (22) | 68,4 |
| Ексергетичний ККД ТН, $\eta_{\text{ек.}}$ | – | (15) | 0,56 |

Тому, необхідно продовжити дослідження в цьому напрямку, прийнявши за основу розглянутий вище приклад термодинамічного розрахунку для ТН «грунт-вода», який працює на холодильному агенті R134a.

ВИСНОВКИ. 1. Термодинамічне дослідження ефективності застосування ТН «грунт-вода» для системи опалення приміщення виконувалось при використанні низькопотенційного джерела теплової енергії ґрунту.

2. За допомогою коефіцієнта перетворення COP ТН оцінювали енергетичну ефективність ТН «грунт-вода», робочим тілом якого є холодильний агент R134a, за розрахунками він дорівнює 4,8.

3. Методом ексергетичного аналізу розраховано термодинамічну ефективність процесів перетворення енергії, що відбуваються в ТН «грунт-вода» за допомогою ексергетичного ККД, він становить 56 %.

ЛІТЕРАТУРА

1. Драганов Б. Х., Долінський А. А., Міщенко А. В. Теплотехніка: Підручник. Київ : «ІНКОС», 2005. 504 с.
2. Остапенко О. П. Холодильна техніка та технологія. Теплові насоси : навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2015. 123 с.
3. Арсеньев В. М., Мелейчук С. С. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку : навчальний посібник. Суми : СДУ, 2018. 364 с.
4. Арсеньев В. М. Теплонасосная технология энергозбереження. Суми : Вид-во СДУ, 2009. 251 с.
5. Маляренко В. А. Енергетичні установки. Загальний курс. Навчальний посібник. Х. : «Видавництво САГА». 2008. 320 с.
6. Маляренко В. А., Лисак Л. В. Енергетика, довідник, енергозбереження. Х. : Рубікон, 2004. 368 с.
7. Безродний М. К., Пуховий І. І., Кутра Д. С. Теплові насоси та їх використання : навчальний посібник. Київ : НТУУ «КПІ», 2013. 312 с.
8. Босий М. В., Кузик О. В. Ефективність циклу теплового насоса для теплопостачання // *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*. 2020. Вип. 3 (34). С. 136–142.
9. Степаненко В. А. Тепловые насосы: потенциал для снижения потребления электроэнергии в основных секторах экономики // *Тепловые насосы*. 2015. № 3. С. 44–47.
10. Конеченков А. М., Опухова П. Д. Об условиях, которые определяют экономическую эффективность использования тепловых насосов в Украине. *Терминал*. 2016. № 13. С. 18–29.
11. Мацевитый Ю. М., Чиркин Н. Б., Клепанда А. С. Об использовании тепловых насосов в мире и что тормозит их широкомасштабное внедрение в Украине. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. № 2 (120). 2014. С. 2–14.
12. Кунденко М. П., Шинкаренко І. М., Каліберда Є. А. Аналіз ефективності застосування теплових насосів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства // Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України*. 2018. Вип. 196. С. 98–99.
13. Босий М. В., Кузик О. В. (2022). Теплові насоси для опалення та гарячого водопостачання. Findings of modern engineering research and developments : Scientific monograph. Riga, Latvia : “Baltija Publishing”. P. 24–40.
14. Морозюк Т. В. Теорія холодильних машин и теплових насосов. Одеса : Студія «Негоціант», 2006. 712 с.
15. Ткаченко С. Й., Остапенко О. П. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання : монографія. Вінниця : ВНТУ. 2009. 176 с.
16. Арсеньев В. М., Гречаненко В. А. Эксергетическая оценка эффективности теплонасосной технологии энергосбережений. *Вісник Сумського державного університету*. 2002. № 9 (42). С. 81–85.
17. Куделя П. П., Соломаха А. С., Очеретянко М. Д. Оцінка ефективності опалювальних теплових насосів з використанням методу циклів. *Відновлювальна енергетика*. 2016. № 4. С. 74–85.

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THE HEAT PUMP CYCLE FOR THE SPACE HEATING SYSTEM

Mykola Bosiy

Senior Lecturer at the Department of Materials Science and Foundry Production

Central Ukrainian National Technical University, 8 Universitetskyi Avenue, Ukraine, 25031, bosiy_mv@ukr.net;

ORCID: 0000-0002-3090-0427

Volodymyr Kropivny

Candidate of Technical Sciences, Professor,

Professor at the Department of Materials Science and Foundry Production

Central Ukrainian National Technical University, 8 Universitetskyi Avenue, Ukraine, 25031;

ORCID: 0000-0002-3047-3760

Oleksandr Kuzyk

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor,

Associate Professor at the Department of Materials Science and Foundry Production

Central Ukrainian National Technical University, 8 Universitetskyi Avenue, Ukraine, 25031,
kuzykov1985@gmail.com;**ORCID: 0000-0002-5313-0226**

Purpose. The article presents a thermodynamic analysis of the efficiency of the use of advanced heat pump technologies for the space heating system using a variety of natural sources of thermal energy, especially soil heat. **Methodology.** Improving the efficiency of the heat pump (HP) depends on the perfection of the cycle of the HP, and the choice of the working fluid of the refrigerant (HA). The schematic diagram of TN “ground-water” for the space heating system is given. The cycle of work of TN “soil-water” in the p-h-diagram is resulted. Results. The results of comparative calculation of efficiency indicators of steam compression heat pump (TN) using natural soil heat sources are given. The results of calculation of indicators of efficiency of work of the steam compression heat pump (TN) with use of natural sources of heat of soil are resulted. This cycle is accompanied by minimal losses during the throttling of liquid refrigerant and solves the problem of useful heat use to increase the temperature of the coolant that is heated for the heating system. Energy and exergy analysis of TN efficiency indicators, the working fluid of which is R134a freon, was performed. TN “soil-water” was evaluated by the transformation coefficient of TN (COP). The thermodynamic efficiency of groundwater water in heating systems was determined using exergetic efficiency. **Originality.** Thermodynamic study of the effectiveness of the application of TN “soil-water” for the space heating system was performed using a low-potential source of thermal energy of the soil. **Practical value.** Using the conversion factor COP TH evaluated the energy efficiency of TN “soil-water”, the working fluid of which is the refrigerant R134a, which is calculated to be 4.8. The method of exergetic analysis performed the thermodynamic efficiency of energy conversion processes occurring in TN “soil-water” using exergetic efficiency, it is 56 %.

Key words: heat pump, low-potential heat source, heat pump transformation coefficient, heating system, thermodynamic efficiency.

REFERENCES

1. Drahanov, B. H., Dolinsky, A. A., Mishchenko, A. V. (2005). *Teplotekhnika [Written Heat Engineering] : Pidruchnyk*. Kyiv : “INKOS”. 504 p. [in Ukrainian]
2. Ostapenko, O. P. (2015). *Kholodyl'na tekhnika ta tekhnolohiya. Teplovi nasosy [Refrigeration equipment and technology. Heat pumps] : navchal'nyy posibnyk*. Vinnytsya : VNTU. 123 p. [in Ukrainian]
3. Arsen'yev, V. M., Meleychuk, S. S. (2018). *Teplovi nasosy: osnovy teorii i rozrakhunku [Heat pumps: the basics of the theory and design] : navchal'nyy posibnyk*. Sumy : SDU. 364 p. [in Ukrainian]
4. Arsen'ev, V. M. (2009). *Teplonasosnaya tekhnolohyya enerhozberezhennya [Heat pump technology of energy saving]*. Sumy : Vyd-vo SDU. 251 p. [in Ukrainian]
5. Malyarenko, V. A. (2008). *Enerhetychni ustanovky. Zahal'nyy kurs [Power plants. General course]. Navchal'nyy posibnyk*. Kh. : “Vydavnytstvo SAHA”. 320 p. [in Ukrainian]
6. Malyarenko, V. A., Lysak, L. V. (2004). *Enerhetyka, dovkillya, enerhozbere-zhennya [Energy, environment, energy saving]*. Kh. : Rubikon. 368 p. [in Ukrainian]
7. Bezrodnyy, M. K., Pukhovyy, I. I., Kutra, D. S. (2013). *Teplovi nasosy ta yikh vykorystannya [Heat pumps and their use] : navchal'nyy. posibnyk*. Kyiv : NTUU “KPI”. 312 p. [in Ukrainian]
8. Bosyi, M. V., Kuzyk, O. V. (2020). *Efektyvnist' tsykladu teplovoho nasosa dlya teplopostachannya [Efficiency of the heat pump cycle for heat supply] // Tsentral'noukrayins'kyi naukovyy visnyk. Tekhnichni nauky*. Vyp. 3 (34). P. 136–142. [in Ukrainian]
9. Stepanenko, V. A. (2015). *Teplovyye nasosy: potentsial dlya snizheniya potrebleniya elektroenergii v osnovnykh sektorakh ekonomiki [Heat pumps: the potential for reducing electricity consumption in the main sectors of the economy] // Teplovyye nasosy*. № 3. P. 44–47. [in Ukrainian]
10. Konechenkov, A. M., Opukhova, P. D. (2016). *Ob usloviyakh, kotoryye predopredelyayut ekonomicheskuyu effektivnost' ispol'zovaniya teplovykh nasosov v Ukraine [On the conditions that predetermine the economic efficiency of using heat pumps in Ukraine] // Terminal*. № 13. P. 18–29. [in Ukrainian]
11. Matsevityy, Yu. M., Chirkin, N. B., Klepanda, A. S. (2014). *Ob ispol'zovanii teplovykh nasosov v mire i chto tormozit ikh shirokomasshtabnoye vnedreniye v Ukraine [On the use of heat pumps in the world and what hinders their large-scale introduction in Ukraine]. Energozberezheniye. Energetika. Ergoaudit*. № 2 (120). P. 2–14. [in Ukrainian]
12. Kundenko, M. P., Shynkarenko, I. M., Kaliberda, Y. E. (2018). *Analiz efektyvnosti zastosovannya teplovykh nasosiv [Analysis of the efficiency of heat pumps]. Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho tekhnichnoho universytetu sil's'koho hospodarstva. Problemy enerhozabezpechennya ta enerhozberezhennya v APK Ukrayiny*. Vyp. 196. P. 98–99. [in Ukrainian]
13. Bosyi, M. V., Kuzik, O. V. (2022). *Heat pumps for scorching and hot water supply // Findings of modern engineering research and developments : Scientific monograph*. Riga, Latvia : “Baltija Publishing”. P. 24–40. [in Latvia]
14. Morozuk, T. V. (2006). *Teoriya kholodil'nykh mashin i teplovykh nasosov [Theory of refrigeration*

machines and heat pumps]. Odessa : Studiia "Negotsiant". 712 p. [in Ukrainian]

15. Tkachenko, S. Y., Ostapenko, O. P. (2009). Parokompresiyini teplonasosni ustanovky v systemakh teploposta-channya [Steam compression heat pump installations in heat supply systems] : monohrafiya. Vinnytsya : VNTU. 176 p. [in Ukrainian]

16. Arsen'ev, V. M., Hrechanenko, V. A. (2002). Ékserhetycheskaya otsenka éffektyvnosti teplonasosnoy

tekhnolohyy énerhosberezhenny [Exergetic evaluation of the efficiency of heat pump technology of energy savings]. *Visnyk Sums'koho derzhavnoho universytetu*. № 9 (42). S. 81–85. [in Ukrainian]

17. Kudelya, P. P., Solomakha, A. S., Ocheretyanko, M. D. (2016). Otsinka efektyvnosti opalyval'nykh teplovykh nasosiv z vykorystannyam metodu tsykliv [Evaluation of the efficiency of heating heat pumps using the method of cycles] // *Vidnovlyuval'na enerhetyka*. № 4. P. 74–85. [in Ukrainian]

Стаття надійшла 21.03.2022