

УДК 621.577:658

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2020.3\(34\).136-142](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2020.3(34).136-142)**М.В. Босий**, ст. викл., **О.В. Кузик**, доц., канд. техн. наук*Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна**e-mail: bosiytv@ukr.net*

Ефективність циклу теплового насоса для теплопостачання

В статті проведено аналіз ефективності застосування теплового насоса в системах теплопостачання при використанні різних джерел теплової енергії. Представлено результати дослідження ефективності застосування теплового насоса при використанні природних вод як джерела низькопотенційної теплової енергії. Виконано енергетичний і ексергетичний аналіз показників ефективності теплового насоса, робочим тілом якого є фреон R134a. Енергетичну ефективність циклу теплового насоса оцінювали коефіцієнтом перетворення теплового насоса. Термодинамічну ефективність теплового насоса в системах теплопостачання розглядали за допомогою ексергетичного ККД, який є одним із основних показників ефективності процесів і циклів теплового насоса. Наведено розрахунок ексергетичного коефіцієнта корисної дії для діапазону температури навколишнього середовища від +10 до -10 °С.

тепловий насос, коефіцієнт перетворення теплового насоса, система теплопостачання, низькопотенційне джерело енергії

Н.В. Босый, ст. препод., **А.В. Кузык**, доц., канд. техн. наук*Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна*

Эффективность цикла теплового насоса для теплоснабжения

В статье проведен анализ эффективности применения теплового насоса в системах теплоснабжения при использовании различных источников тепловой энергии. Представлены результаты исследования эффективности применения теплового насоса при использовании природных вод как источника низкопотенциальной тепловой энергии. Выполнен энергетический и эксергетический анализ показателей эффективности теплового насоса, рабочим телом которого является фреон R134a. Энергетическую эффективность цикла теплового насоса определяли коэффициентом преобразования теплового насоса. Термодинамическую эффективность теплового насоса в системах теплоснабжения оценивали с помощью эксергетического КПД, который является одним из основных показателей эффективности процессов и циклов теплового насоса. Приведен расчет эксергетического коэффициента полезного действия для диапазона температуры окружающей среды от +10 до -10 °С.

тепловой насос, коэффициент преобразования теплового насоса, система теплоснабжения, низкопотенциальный источник энергии

Постановка проблеми. Наразі в галузі теплозабезпечення перспективним вважається використання новітньої теплонасосної технології як альтернативних джерел теплопостачання [1,2]. Тому важливим завданням є аналіз ефективності теплових процесів в системах теплопостачання із застосуванням теплонасосних технологій. Це дасть змогу оцінити ефективність теплового насоса (ТН) на основі використання енергетичного і ексергетичного методів для проектування високоефективного енерготехнологічного обладнання [3-5].

Основна системна перевага теплових насосів у порівнянні з іншими теплоджерелами полягає в можливості використання у теплопостачанні потоків низькопотенційних природних джерел теплоти і вторинних енергоресурсів. В умовах функціонування досить активного ринку теплогенеруючого устаткування з широким спектром конструктивних рішень, режимних параметрів, опцій і цін необхідно сформулювати комплексний підхід і певну базу знань для вибору раціональних рішень в області теплопостачання в будь-якому секторі економіки і побуту [7].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Теплові насоси – це компактні, економічні та екологічно чисті системи опалення, що дозволяють отримувати теплоту для гарячого водопостачання та опалення приміщень за рахунок використання теплоти низькопотенційного джерела зовнішнього повітря, ґрунту, ґрунтових, артезіанських та термальних вод; природних вод річок, озер, морів; промислових та очищених побутових стоків; вод технологічних циклів. Витративши 1кВт електричної енергії, можна отримати 3-5 кВт теплової енергії для опалення [6-8].

Завдяки високій енергоефективності теплових насосів все більше роблять вибір на користь таких систем для опалення приміщень і нагрівання води [4].

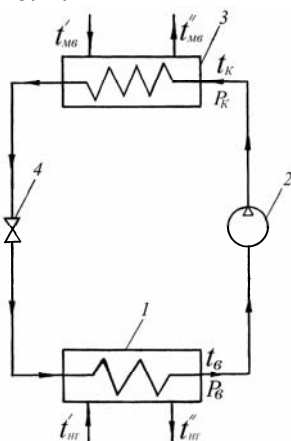
Тепловий насос переносить теплоту від більш холодного тіла до більш нагрітого завдяки випаровуванню і конденсації, при використанні практично всіх джерел низькопотенційної теплоти. Теплонасосні установки доцільно використовувати в системах теплопостачання тому, що вони показали свою ефективність завдяки передачі споживачеві в 3...5 разів більше енергії, ніж витрачають на її передачу. Крім того, в теплових насосах використовуються екологічно чисті технології практично без викидів шкідливих речовин в навколишнє середовище [5,7,15].

Найбільшого використання теплонасосні установки набувають для теплопостачання, гарячого водопостачання житлових і виробничих будівель, забезпечення тепловою енергією потрібного потенціалу ряду технологічних процесів – це, наприклад, сушіння, дистиляція, тепла обробка; тепло- та холодопостачання сільськогосподарських об'єктів (молочно-товарних ферм, фруктосховищ, зерносховищ та ін.).

Постановка завдання. Метою статті є дослідження ефективності використання парокомпресійного циклу теплового насоса в системі теплопостачання.

Виклад основного матеріалу. При застосуванні парокомпресійного циклу ТН можна отримати теплоносій з температурою 55...75 °С. Найбільш ефективним робочим тілом парокомпресійного циклу ТН при заданих умовах є фреон R134a [3]. При виборі фреону для ТН важливим є діапазон робочих температур. Коефіцієнт перетворення теплоти у теплового насоса визначається властивостями фреону [3,4,7]. При виборі найбільш ефективного робочого тіла для ТН необхідно враховувати екологічні, енергетичні та економічні аспекти [7,15].

Найбільшого поширення набули парокомпресійні теплові насоси, в яких в якості робочого агента, використовуються фреони. Схема парокомпресійного циклу теплового насоса наведена на рис. 1.



1 – випарник; 2 – компресор; 3 – конденсатор; 4 – дросельний вентиль

Рисунок 1 – Схема парокомпресійного циклу теплового насоса

Джерело: розроблено автором на підставі [5]

Тепловий насос працює за таким принципом: рідкий фреон, відбираючи теплоту від низькопотенційного джерела, нагрівається і переходить в газоподібний стан у випарнику 1. Далі, газоподібний фреон надходить до компресора 2 де його тиск підвищується від 0,3 до 2,0 МПа. При такому стискуванні температура фреона різко збільшується. Саме на цьому етапі відбувається перетворення енергії великого об'єму газу з низькою температурою в малий об'єм газу з високою температурою до 75-95°C. При цьому, загальна енергія газу до і після компресора 2 залишається незмінною. Теплова енергія газу (фреону) в конденсаторі 3 передається в систему теплоспоживання. Передача теплоти відбувається внаслідок охолодження фреону і переходу його з газоподібного в рідкий стан, при цьому теплоносії опалювального контуру нагрівається до 60-70°C. Фреон, як і раніше, знаходиться під тиском 2,0 МПа. Потім відбувається зниження тиску до 0,3 МПа дросельним вентилем 4. В результаті падіння тиску відбувається значне охолодження фреону до 0-3°C, і з такою температурою він знову потрапляє у випарник 1. У випарнику 1 під дією підведеної до нього низькопотенційної теплоти фреон переходить у газоподібний стан, а за допомогою конденсатора 3 перетворюється у рідкий стан і цикл знову повторюється.

Проведемо аналіз ефективності теплового насоса, робочим тілом якого є холодоагент R134a [3]. Для холодоагента R134a температура випаровування становить $t_B = 2...5^\circ\text{C}$, а конденсації – $t_K = 70^\circ\text{C}$. Природна вода на вході у випарник має температуру $t'_{HT} = 8...10^\circ\text{C}$, а на виході з нього – $t''_{HT} = 4...6^\circ\text{C}$. Температура мережевої води (теплоносія) на вході в конденсатор становить $t'_{MB} = 35^\circ\text{C}$, а на виході з нього – $t''_{MB} = 70^\circ\text{C}$.

Для визначення показників ефективності парокомпресійного циклу ТН використовуємо наступні показники і рівняння:

– роботу стиснення в компресорі

$$l_{CT} = h_2 - h_1, \quad (1)$$

де h_1 та h_2 – ентальпія робочого тіла на вході та на виході з компресора, кДж/кг;

– рівняння теплового балансу ТН циклу

$$q_B + l_{CT} = q_K, \quad (2)$$

де q_B – енергія, яка отримана при випаровуванні у випарнику ТН, кДж/кг;

l_{CT} – робота стиснення в компресорі, кДж/кг;

q_K – енергія, яка отримана при конденсації в конденсаторі ТН, кДж/кг;

– теплове навантаження ТН

$$q_{TH} = q_K, \quad (3)$$

де q_K – енергія, що отримана при конденсації робочого тіла в конденсаторі ТН, кДж/кг;

– питому енергію, яка спожита електродвигуном компресора ТН

$$W = l_{CT} / \eta_{em} \eta_e, \quad (4)$$

де η_{em} – ККД електромеханічний; η_e – ККД електричний.

Енергетична ефективність парокомпресійного циклу ТН визначається коефіцієнтом перетворення

$$\mu = q_K / l_{CT}. \quad (5)$$

На рис. 2 наведено приклад циклу роботи ТН в $p-h$ діаграмі для робочого тіла R134a. Лінія 4-1'' відповідає процесу кипіння R134a у випарнику ТН при температурі кипіння $+2^\circ\text{C}$ (т. 4 – хладон у стані вологої насиченої пари; т. 1'' – суха насичена пара; лінія 1''-1 – регенеративний підігрів насичених парів хладону теплотою гарячого рідкого хладону до стану перегрітої пари; лінія 1-2 – відповідає адиабатній (у реальному циклі політропній) роботі стиснення хладону в компресорі. Процес 2-2''-3 – відведення теплоти високому потенціалу – технологічній (мережевій) воді (конденсація хладона

при температурі конденсації $+70^{\circ}\text{C}$). Процес 3-4 – дроселювання хладону до тиску, що відповідає температурі кипіння.

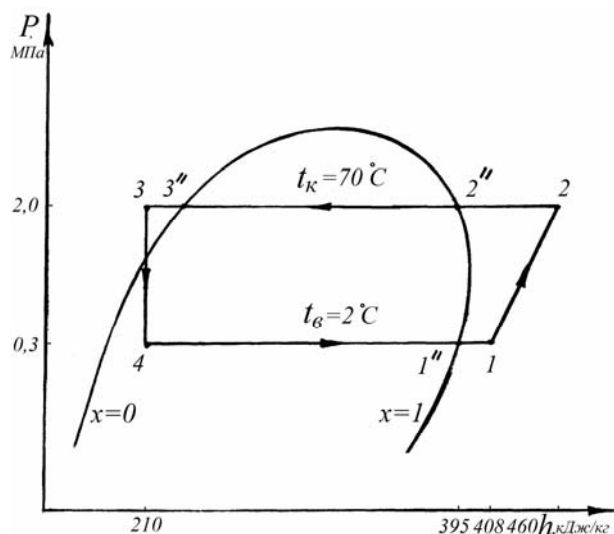


Рисунок – 2 – Цикл роботи ТН в p - h діаграмі для робочого тіла R134a

Джерело: розроблено автором на підставі [5]

Аналіз парокompресійного циклу ТН з фреоном R134a, дав можливість визначити показники ефективності циклу, які наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Показники ефективності парокompресійного циклу ТН

Фреон	Питоме теплове навантаження у випарнику q_v , кДж/кг	Питоме теплове навантаження у конденсаторі q_k , кДж/кг	Коефіцієнт перетворення μ
R134a	198	250	4,8

Джерело: розроблено автором на підставі [5]

Виходячи з розрахунків парокompресійного циклу ТН, можна зробити висновок, що ефективність роботи ТН тим вища, чим вищий коефіцієнт перетворення ТН. Визначено, що найбільш перспективним є ексергетичний метод аналізу, що дає можливість оцінити термодинамічну досконалість ТН та визначити ефективність роботи ТН при використанні робочого агента R134a. Для цього розглянемо сукупність необхідних формул [3,5-15] для проведення експериментального аналізу:

– ексергія e_v , віддана низькопотенційним теплоносієм у випарнику, кДж/кг:

$$\ddot{e}_v = \tau_v q_v; \quad (6)$$

де τ_v – ексергетична температура низькопотенційного теплоносія

$$\tau_v = \frac{T_{\text{ср.нт.}} - (t_0 + 273)}{T_{\text{ср.нт.}}}; \quad (7)$$

де t_0 – температура навколишнього середовища, К

– середня логарифмічна температура низькопотенційного теплоносія, К

$$T_{\text{ср.нт.}} = \frac{t'_{\text{нт}} - t''_{\text{нт}}}{\ln \frac{t'_{\text{нт}} + 273}{t''_{\text{нт}} - 273}}; \quad (8)$$

– ексергія e_k , отримана високопотенційним джерелом у конденсаторі, кДж/кг

$$e_k = \tau_k q_k; \quad (9)$$

де τ_k – ексергетична температура високопотенційного теплоносія;

$$\tau_k = \frac{T_{\text{ср.мв.}} - (t_0 + 273)}{T_{\text{ср.мв.}}}; \quad (10)$$

– середня логарифмічна температура гарячого теплоносія, К

$$T_{\text{ср.мв.}} = \frac{t''_{\text{МВ}} - t'_{\text{МВ}}}{\ln \frac{t''_{\text{МВ}} + 273}{t'_{\text{МВ}} - 273}}; \quad (11)$$

– ексергія електроенергії, що витрачається на привід компресора, кДж/кг

$$e_e = \frac{l_{\text{ст}}}{\eta_{\text{е.м.}} \eta_e}; \quad (12)$$

– ексергетичний ККД η_e ТН визначається, як відношення ексергії вихідних потоків до ексергії вхідних потоків

$$\eta_e = \frac{e_{\text{вих}}}{e_{\text{вх}}} = \frac{e_k}{e_b + e_{\text{ел}}}. \quad (13)$$

Результати ексергетичного аналізу парокомпресійного циклу ТН з фреоном R134a в залежності від температури навколишнього середовища наведені в табл. 3.

Таблиця 3 – Результати ексергетичного аналізу парокомпресійного циклу ТН

Температура навк. серед. $t_{\text{нс.}}$, °С	Ексергія e_b , кДж/кг	Ексергія e_k , кДж/кг	Ексергетичний ККД η_e
10	8,38	37,56	0,50
0	14,55	43,48	0,53
-10	20,02	50,37	0,56

Джерело: розроблено автором на підставі [5]

Висновки:

1. Проведено енергетичний і ексергетичний аналіз показників ефективності теплового насоса, робочим тілом якого є фреон R134a з коефіцієнтом перетворення $\mu=4,8$. Визначено, що такий тепловий насос є надійним, високоефективним, екологічно безпечним джерелом енергії для використання у системах тепlopостачання.

2. З'ясовано, що теплонасосна система опалення буде завжди споживати менше первинної енергії, ніж традиційні системи опалення у разі використання природніх вод як низькотемпературного джерела теплоти для теплового насоса.

3. Визначено, що ефективність парокомпресійного циклу теплового насоса значною мірою залежить від температури низькопотенційних джерел теплоти. Енергетичного ефекту від застосування теплового насоса можна досягти за рахунок одержання теплоти із мінімальними втратами енергії.

4. Показано, що застосування теплового насоса у системах тепlopостачання зменшує викиди парникових газів в порівнянні із звичайними видами тепlopостачання, що є актуальним для екологічного стану навколишнього середовища.

Список літератури

1. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы. Москва: Энергоиздат. 1982. 224 с.
2. Драганов Б.Х., Долінський А.А., Міщенко А.В., Письменний Є.М. Теплотехніка: підручник.; за ред. Драганова Б.Х. Київ: «ІНККОС», 2005. 504 с.

3. Трубаев П.А. Гришко Б.М. Тепловые насосы: учеб. пособие. Белгород: Изд-во БГТУ, 2010. 134 с.
4. Хайнрих Г., Найорк Х., Нестлер В. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения: пер. с нем. Москва: Стройиздат, 1985. 351 с.
5. Ткаченко С.Й., Остапенко О.П. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання: монографія. Вінниця: ВНТУ, 2009. 176 с.
6. Остапенко О.П. Холодильна техніка та технологія. Теплові насоси: навчальний посібник. Вінниця: ВНТУ, 2015. 123 с.
7. Арсеньев В.М. Теплонасосная технология энергосбережения. Суми: Вид-во СДУ, 2009. 251 с.
8. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. Москва: Энергоиздат, 1981. 320 с.
9. Бродянский В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа. Москва: Энергия, 1973. 296 с.
10. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов; под ред. Бродянского В.М. Москва: Энергия, 1979. 288 с.
11. Арсеньев В.М., Гречаненко В.А. Эксергетическая оценка эффективности теплонасосной технологии энергосбережений. *Вісник Сумського державного університету*. 2002. №9(42). С.81-85.
12. Эксергетические расчеты технических систем: справочное пособие / под ред. Долинского А.А. и Бродянского В.М. Киев: Наукова думка, 1991. 360 с.
13. Денисова А.Е., Боднар И.А., Денисова А.С. Теплонасосные системы с использованием грунтовых вод для систем теплоснабжения. *PROBLEMELE ENERGETICII REGIONALE*. 2015. №2(28). С.67-75.
14. Денисова А.Е., Бірюк В.Ю. Аналіз парокомпресійного циклу теплонасосних станцій теплопостачання. *Праці ОНПУ*. 2012. №1(38). С.125-128.
15. Арсеньев В.М., Мелейчук С.С. Теплові насоси:основи теорії і розрахунку: навч. посібн. Суми.СДУ, 2018. 364 с.

References

1. Ray D., McMill D. (1982). *Teplovye nasosy [Heat pumps]*. Moscow: Energoizdat [in Russian].
2. Draganov, B.H., Dolinsky, A.A., Mishchenko, A.V. & Written, E.M. (2005). *Теплотехніка [Heat engineering]*. Draganova B.H. (Ed.). Kyiv: INCOS [in Ukrainian].
3. Trubaev, P.A. &Grishko, B.M. (2010). *Teplovye nasosy [Heat pumps]*. Belgorod: BSTU Publishing House [in Russian].
4. Heinrich, G., Nayork, H. & Nestler, W. (1985). *Teplonasosnye ustanovki dlja otoplenija i gorjachego vodosnabzhenija [Heat pump installations for heating and hot water supply]*. (Trans.) Moscow: Stroyizdat [in Russian].
5. Tkachenko, S.Y. & Ostapenko, O.P. (2009). *Parokompresijni teplonasosni ustanovky v systemakh teplopostachannia [Steam compression heat pump installations in heat supply systems]*. Vinnytsia: VNTU [in Ukrainian].
6. Ostapenko, O.P. (2015). *Kholodyl'na tekhnika ta tekhnolohiia. Teplovi nasosy [Refrigeration equipment and technology. Heat pumps]*. Vinnytsia: VNTU, 2015. [in Ukrainian].
7. Arsenyev, V.M. (2009). *Teplonasosnaja tehnologija energozberezhenija [Heat pump technology of energy saving]*. Sumy: SDU Publishing House [in Russian].
8. Sokolov, E.Y., Brodyansky, V.M. (1981). *Jenergeticheskie osnovy transformacii tepla i processov ohlazhdenija [Energy bases of heat transformation and cooling processes]*. Moscow: Energoizdat [in Russian].
9. Brodyansky, V.M. (1973). *Jeksergeticheskij metod termodinamicheskogo analiza [Exergetic method of thermodynamic analysis]*. Moscow: Energy [in Russian].
10. Martynovsky, V.S. (1979). *Cikly, shemy i harakteristiki termotransformatorov [Cycles, schemes and characteristics of thermal transformers]*. Brodyansky, V.M. (Ed.) Moscow: Energy [in Russian].
11. Arsenyev, V.M. & Grechanenko, V.A. (2002). Jeksergeticheskaja ocenka jeffektivnosti teplonasosnoj tehnologii jenergosberezhenij [Exergetic evaluation of the efficiency of heat pump technology of energy savings]. *Visnik Sums'kogo derzhavnogo universitetu – Bulletin of Sumy State University, №9 (42)*, 81-85 [in Russian].
12. Dolinsky, A.A. & Brodyansky, V.M. (Eds.). (1991). *Jeksergeticheskie raschety tehniceskikh sistem [Exergetic calculations of technical systems]*. Kiev: Naukova Dumka [in Russian].
13. Denisova, A.E., Bodnar, I.A. & Denisova, A.S., (2015). Teplonasosnye sistemy s ispol'zovaniem gruntovyh vod dlja sistem teplosnabzhenija [Heat pump systems using groundwater for heat supply systems]. *PROBLEMELE ENERGETICII REGIONALE – PROBLEMELE ENERGETICII REGIONALE, 2 (28)*, 67-75 [in Russian].
14. Denisova, A.E. & Biryuk, V.Y. (2012). Analiz parokompresijnogo tsykladu teplonasosnykh stantsij teplopostachannia [Analysis of the steam compression cycle of heat pump heat supply stations]. *Pratsi ONPU – Proceedings of the ONPU, 1 (38)*, 125-128 [in Ukrainian].

15. Arsenyev, V.M. & Meleichuk, S.S. (2018). *Teplovi nasosy: osnovy teorii i rozrakhunku [Heat pumps: the basics of the theory and design]*. Sumi, SDU [in Ukrainian].

Mykola Bosiy, Sen. Lect., **Olexandr Kuzyk**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.
Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Heat Pump Cycle Efficiency for Heat Supply

The aim of the article is to analyze the literature and scientific publications on the effectiveness of the heat pump in heat supply systems and to study the efficiency of using the steam compression cycle of a heat pump in a heat supply system. To conduct energy and exergy analysis of heat pump efficiency indicators, the working fluid of which is freon R134a, when using natural waters as a source of low-potential thermal energy.

The article analyzes the literature sources and scientific publications on the effectiveness of the heat pump in heat supply systems. The results of research of efficiency of application of the heat pump in systems of heat supply at use of natural waters as a source of low-potential thermal energy are presented. Energy and exergy analysis of heat pump efficiency indicators, the working fluid of which is R134a freon, was performed. The energy efficiency of the heat pump cycle was determined by the conversion factor of the heat pump. The thermodynamic efficiency of the heat pump in heat supply systems was evaluated using exergetic efficiency, which is one of the main indicators of the efficiency of heat pump processes and cycles. The calculation of energy indicators of the heat pump, such as: specific heat load in the evaporator and condenser, as well as the conversion factor of the heat pump. The calculation of exergetic efficiency for ambient temperature from +10 to -10 °C.

Thus, the energy and exergy analysis of the efficiency of the heat pump, the working fluid of which is Freon R134a with a conversion factor $\mu=4.8$. This indicates that the heat pump is a reliable, highly efficient, environmentally friendly source of energy for use in heating systems. A heat pump heating system will always consume less primary energy than traditional heating systems if natural water is used as a low-temperature heat source for the heat pump. The efficiency of the steam compression cycle of the heat pump largely depends on the temperature of low-potential heat sources. The use of HV in heating systems reduces greenhouse gas emissions compared to conventional types of heat supply, which is relevant to the ecological state of the environment.

heat pump, heat pump transformation coefficient, heat supply system, low potential energy source

Одержано (Received) 13.10.2020

Прорецензовано (Reviewed) 17.10.2020

Прийнято до друку (Approved) 19.10.2020