

Д. В. Степанов<sup>1</sup>  
 Н. В. Резидент<sup>1</sup>  
 Д. М. Резидент<sup>1</sup>

## ІЗОЕНТРОПІЙНА ЕФЕКТИВНІСТЬ КОМПРЕСОРА ТЕПЛОВОГО НАСОСА ТИПУ «ПОВІТРЯ–ПОВІТРЯ»

<sup>1</sup>Вінницький національний технічний університет

*Зазначено, що проблема енергоефективного теплопостачання в зимовий період і забезпечення кондиціювання влітку є однією з ключових у світовому енергетичному секторі, адже саме ця галузь споживає понад половину первинних енергоресурсів. За таких умов повітряні реверсивні теплові насоси розглядаються як перспективне рішення для житлових і комерційних будівель завдяки універсальності, високій енергоефективності та використанню відновлюваного джерела енергії — теплоти атмосферного повітря.*

*Оскільки ключовим показником ефективності теплового насоса є коефіцієнт перетворення, важливим стає достовірне визначення ізоентропійної ефективності компресора, яка істотно впливає на споживання електричної енергії та термодинамічні показники циклу. У реальних умовах експлуатації компресор працює зі змінними навантаженнями, тисками і температурами, що унеможлиблює використання сталого значення ізоентропійного ККД для коректного оцінювання енергетичних характеристик системи. Проаналізовано фактори, які впливають на ізоентропійну ефективність компресора теплового насоса.*

*В статті описано експериментальний стенд та методика визначення енергоефективності теплового насоса типу «повітря–повітря» з урахуванням енергоспоживання вентиляторів внутрішнього та зовнішнього блоків. На основі вимірних значень тисків і температур холодоагента R410a та повітря у випарнику і конденсаторі отримані експериментальні дані щодо ізоентропійної ефективності ротаційного компресора реверсивного теплового насоса «повітря–повітря». Проведено порівняння отриманих результатів з поліноміальними кореляціями, опублікованими іншими авторами, яке дозволило встановити, що ці поліноміальні моделі мають задовільну відповідність отриманим результатам експериментів, але точність моделі залежить від типу холодоагента, конструкції компресора та умов експлуатації.*

**Ключові слова:** тепловий насос «повітря–повітря», методика оцінювання енергетичної ефективності, коефіцієнт перетворення, ізоентропійна ефективність

### Вступ

Проблема енергоефективного теплопостачання приміщень в зимовий період та їх кондиціювання влітку є пріоритетною в світі, оскільки це найенергоємніша галузь, яка витрачає близько 55 % первинних енергетичних ресурсів. В Україні додаються ще й проблеми, пов'язані з незадовільним технічним станом систем централізованого теплопостачання, а також те, що самі об'єкти енергетики та критичної інфраструктури щодня опиняються під загрозою обстрілів. За таких умов теплові насоси можуть відігравати важливу роль у постачанні теплової енергії житловим та комерційним будівлям [1]—[3].

Реверсивний тепловий насос — це система, що має суттєву перевагу — універсальність, оскільки призначена для організації як обігріву, так і для охолодження приміщень. Теплові насоси можна вважати одними з найбільш енергетично ефективних пристроїв для забезпечення комфортного мікроклімату в приміщеннях, оскільки вони використовують теплоту та холод атмосферного повітря. Повітряні теплові насоси вимагають менших капітальних вкладень на придбання, порівняно з ґрунтовими, ефективно використовують електроенергію, не завдають шкоди навколишньому середовищу за місцем їх встановлення [4]—[6].

Для оцінки економічної та екологічної ефективності теплового насоса для роботи в режимі опалення та/або охолодження ключовим фактором є його енергоефективність. COP (Coefficient of Performance) теоретичного теплового насоса описується ККД циклу Карно, який залежить від температури конденсації і випаровування, але на ефективність дійсного циклу теплового насоса впливає низка факторів. Компресор є основним енергоспоживачем у парокомпресійних теплових насосах і його ізоентропійна ефективність (ізоентропійний ККД) безпосередньо впливає на величину витраченої електричної енергії та на коефіцієнт перетворення системи.

Ізоентропійна ефективність компресора залежить від тиску, температури, швидкості та режиму роботи, зокрема часткового навантаження й регулювання частоти. Оскільки теплові насоси в реальних експлуатаційних умовах часто працюють нерегулярно та за часткових навантажень, дослідження залежності COP від ізоентропійного ККД необхідні для реалістичної оцінки сезонної ефективності та економіки системи. Припущення постійного значення ізоентропійного ККД для різних холодоагентів та всіх робочих умов може призвести до нереалістичної оцінки продуктивності компресора, а отже, і загальної продуктивності термодинамічного циклу.

Отже, *мета роботи* — виявлення факторів, які впливають на ізоентропійну ефективність компресора теплового насоса.

### Результати дослідження

Для експериментального стенду використано реверсивний тепловий насос «повітря–повітря», що містить зовнішній та внутрішній блоки [7]. В режимі обігріву, конденсатор — це елемент внутрішнього блока системи, у якому відбувається передача теплоти внутрішньому повітрю приміщення. Відповідно, випарник розташований у зовнішньому блоці, де здійснюється відбір теплоти від зовнішнього повітря. В режимі охолодження відбувається реверс роботи системи — конденсатор і випарник змінюють свої функції. Робоче тіло в тепловому насосі — холодоагент R410a. Стенд оснащений автоматизованою системою збору та обробки інформації, що включає 15 термопар для вимірювання температури повітряних потоків, які обтікають теплообмінники внутрішнього та зовнішнього блоків, а також накладні датчики для вимірювання температури холодоагенту з відносною похибкою вимірювання 0,9 %. Вимірювання швидкості та витрати повітря здійснювалося за допомогою термоанемометра. Визначення електричної потужності, споживаної ротаційним компресором, проводилося за допомогою енергометра з урахуванням енерговитрат на вентилятори внутрішнього та зовнішнього блоків. Для визначення температур кипіння та конденсації холодоагенту дослідна установка обладнана чотирма гліцериновими манометрами з відносною похибкою вимірювання 3,5 %. Експериментально визначені величини витрати циркуляційного повітря зіставлено з паспортними характеристиками теплового насоса. Масова витрата холодоагенту в ході випробувань не вимірювалася, фіксувалися витрати повітря через випарник і конденсатор, а також інші експлуатаційні параметри системи.

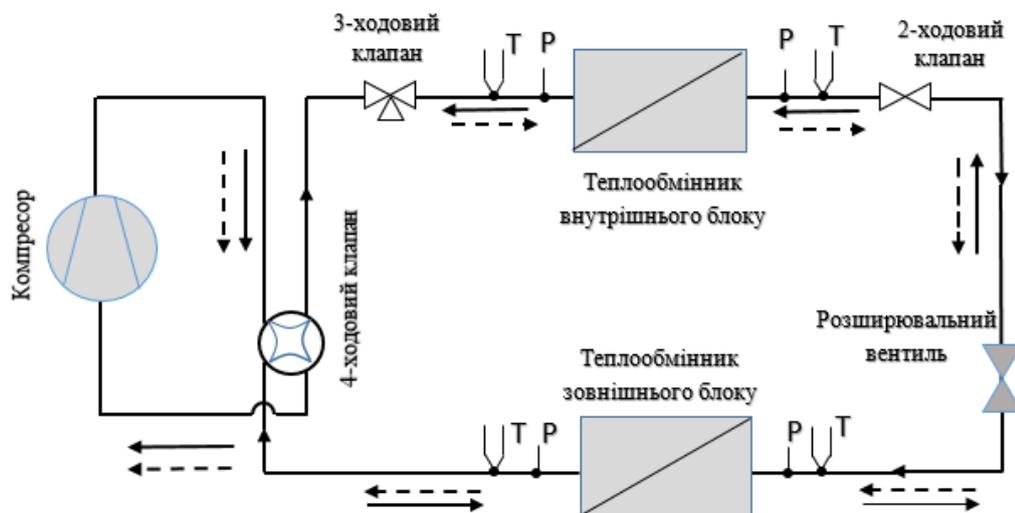


Рис. 1. Схема теплового насоса типу «повітря–повітря»

В процесі досліджень роботи пристрою в режимі теплового насоса, тиск холодоагента на вході у випарник змінювався в межах 9,3...10,1 бар. При цьому втрати тиску робочого тіла у випарнику становили 0,5...0,75 бар. Після компресора тиск холодоагента збільшився до 24...29,5 бар і втрати тиску в конденсаторі становили 0,7...1,3 бар. Температура пари холодоагента після компресора зафіксована в діапазоні 62,1...79,5 °С. Такі високі значення температури холодоагента пов'язані з особливостями дійсного холодильного циклу. По-перше, що компресор теплового насоса стискає дещо перегріту після випарника пару. Це спричинено створенням зони безпеки для зменшення ймовірності потрапляння крапель рідини в компресор. По-друге, суттєве підвищення температури пари порівняно з ідеалізованим циклом пов'язані з ефективністю самого компресора. Через теплообмін між холодоагентом і компресором та наявність тертя робочого тіла всередині компресора, підвищення ентальпії в ньому більше, ніж в ідеальному циклі. Надлишкове підвищення ентальпії оцінюється ізоентропійним ККД. Ізоентропійний та механічний ККД компресора є важливими показниками, які впливають на COP дійсного циклу теплового насоса [3].

Ізоентропійний ККД компресора  $\eta_{comps}$  базується на порівнянні фактичної продуктивності пристрою з тією, яка мала б місце, якби пристрій був адіабатним, а також оборотним (тобто ізоентропійним). Ізоентропійний ККД  $\eta_{comps}$  визначається як відношення роботи для ізоентропійного процесу стиснення  $W_{comps}$  до дійсної роботи стиснення реального компресора  $W_{comp}$  [4]

$$\eta_{comps} = \frac{W_{comps}}{W_{comp}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}, \quad (1)$$

де  $h_1$ ,  $h_{2s}$ ,  $h_2$  — ентальпії пари холодоагента на вході в компресор, на виході з компресора для процесу  $s = \text{const}$  та для дійсного процесу відповідно, кДж/кг.

Очевидно, що ізоентропійний ККД відрізняється для різних конструкцій компресорів. Також для того самого компресора ізоентропійний ККД буде різним на різних холодоагентах, оскільки відрізняються їхні термодинамічні властивості. На однаковому холодоагенті компресор також буде показувати різний ізоентропійний ККД для різних тисків і температур кипіння і конденсації, оскільки термодинамічні характеристики холодоагента для різних фізичних умов, різні.

Експериментальних результатів досліджень показників роботи компресорів у відкритому доступі вкрай мало. До прикладу, в [5] показано, що ізоентропійна ефективність компресора  $\eta_{comps}$  змінюється від 65 % до 97 %, а коефіцієнт перетворення теплоти при цьому майже лінійно збільшується від 3,8 до 5,4.

Ізоентропійну ефективність (внутрішній адіабатний ККД) компресора ТН, який працює на холодоагенті R600a, авторами [6] пропонується визначати за рівнянням

$$\eta_{comps} = 0,98 \cdot \frac{273 + t_e}{273 + t_c}, \quad (2)$$

де  $t_e$  — температура кипіння холодоагента у випарнику, °С;  $t_c$  — температура конденсації холодоагента, °С.

В роботах [4], [9], [10] показано, що ізоентропійна ефективність компресора є функцією міри стиснення, об'ємної витрати на вході в компресор, температури кипіння та конденсації і оцінюється за допомогою поліноміальних кореляцій

$$\begin{aligned} \eta_{comps} &= \alpha_0 + \alpha_1 r_p + \alpha_2 r_p; \\ \eta_{comps} &= \alpha_1 + \alpha_2 r_p + \alpha_3 V_{comp} + \alpha_4 r_p^2 + \alpha_5 r_p V_{comp} + \alpha_6 V_{comp}^2; \\ \eta_{comps} &= f(t_c, t_e) = -\alpha_1 t_c^2 + \alpha_2 t_c - \alpha_3 t_e^2 - \alpha_4 t_e + \alpha_5 t_c t_e - \alpha_6, \end{aligned} \quad (3)$$

де  $t_e$  — температура кипіння холодоагента у випарнику, °С;  $t_c$  — температура конденсації холодоагента, °С;  $\alpha_0 \dots \alpha_6$  — коефіцієнти полінома;  $r_p = P_3/P_2$  — коефіцієнт стиснення, який є відношенням тиску конденсації до тиску випаровування;  $V_{comp}$  — об'ємна витрата на вході компресора, м<sup>3</sup>/с.

Порядок поліномів залежить від типу компресора, інформації, наданої виробником компресора, або від регресійного аналізу, проведеного дослідниками. Авторами [9] на основі експериментальних результатів показано, що для ротаційного компресора з повітряним охолодженням з холодоагентом

R134a апроксимаційна залежність має вигляд

$$\eta_{comps} = 0,171 + 0,246r_p - 0,042r_p^2, \quad (4)$$

а ізоеентропійна ефективність компресора змінюється від 0,53 до 0,42 в умовах зміни коефіцієнта стиснення від 2,5 до 4,5.

Ізоентропійна ефективність роторно-лопатевого, спірального і зворотно-поршневого компресорів визначається за рівняннями [4]

$$\eta_{comps} = 0,644 + 0,0091r_p + 38,8V_{comp} - 0,00210r_p^2 + 1,87r_pV_{comp} - 5410V_{comp}^2;$$

$$\eta_{comps} = 0,593 + 0,0066r_p + 4,89V_{comp} - 0,0086r_p^2 - 0,654r_pV_{comp}; \quad (5)$$

$$\eta_{comps} = 0,533 + 0,029r_p + 15,1V_{comp} - 0,00270r_p^2 + 0,359r_pV_{comp} - 545V_{comp}^2.$$

На основі аналізу літературних даних встановлено, що роторно-лопатеві компресори переважно досягають високої ізоеентропійної ефективності 0,65...0,75, спіральні — 0,7...0,85 для ступенів стиснення менше 5,5, а поршневі компресори мають ізоеентропійну ефективність більше 0,7 за ступенів стиснення більше 5,5 [5], [7], [8].

На рис. 2 показані результати виконаних авторами досліджень, а саме експериментальні значення ізоеентропійного ККД як функції коефіцієнта стиснення і температури повітря на вході в конденсатор.

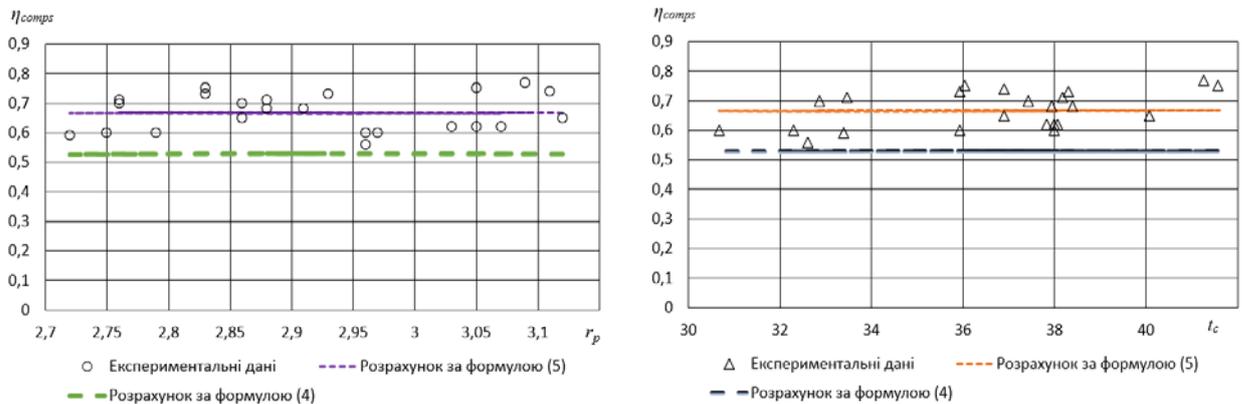


Рис. 2. Зіставлення експериментальних та розрахункових значень ізоеентропійного ККД компресора для змінного коефіцієнта стиснення  $r_p$  та температури повітря на виході з конденсатора  $t_c$

Відповідно до результатів, показаних на рис. 2, ізоеентропійна ефективність компресора змінюється від 0,60 до 0,77 для коефіцієнтів стиснення 2,72 до 3,12.

Поліноміальні наближення (4) та (5) з різним ступенем точності відповідають експериментальним даним. Для холодоагента R410a авторами отримані більші на 10,3...31,2% значення ізоеентропійного ККД порівняно зі значеннями, які показані у [9] для R134a. Регресійна залежність авторів [4] для роторно-лопатевого компресора з розбіжністю 1,67...13,0% відповідає експериментальним даним. Припущення постійного значення ізоеентропійного ККД для досліджених умов призводить до похибки у визначенні коефіцієнта перетворення теплового насоса  $\pm 9,5\%$ .

## Висновки

В роботі зазначено, що теплові насоси залишаються одним із найперспективніших та найенерго-ефективніших способів тепlopостачання й кондиціонування, що особливо актуально в умовах зростання енергетичних потреб та нестабільності централізованих систем тепlopостачання в Україні. Завдяки універсальності теплових насосів, а також використанню енергії атмосферного повітря вони є ефективним рішенням для тепло- та холодопостачання житлових і комерційних об'єктів.

Ефективність роботи теплового насоса значною мірою визначається ізоеентропійною ефективністю компресора, яка суттєво впливає на величину споживаної електричної енергії та, відповідно, на коефіцієнт перетворення теплового насоса. Припущення щодо сталості ізоеентропійного ККД призводять до похибок у розрахунку продуктивності та економічності системи. Проаналізовано

фактори, що впливають на ізоентропійну ефективність компресора.

Розроблено експериментальний стенд та методику оцінки енергоефективності теплового насоса «повітря–повітря», який працює на холодоагенті R410A, що дозволяє визначити дійсний коефіцієнт перетворення, енергоспоживання елементів теплового насоса, ізоентропійну ефективність компресора.

Експериментальні дані свідчать, що ізоентропійна ефективність компресора змінюється в межах 0,6...0,77, якщо коефіцієнти стиснення становлять 2,72...3,12. Поліноміальні кореляції, запропоновані авторами [4], можуть бути використані для оцінки ізоентропійної ефективності компресора, але точність таких моделей залежить від типу холодоагента, конструкції компресора та умов експлуатації.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] H. Oliinyk, "Study of the efficiency of using a heat pump in the heat supply system of a private house," *Вісник Тернопільського національного технічного університету*, № 3, с. 14-20, 2022. [https://doi.org/10.33108/visnyk\\_tntu2022.03.014](https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2022.03.014).
- [2] G. Murano, et al., "Energy Potential of Existing Reversible Air-to-Air Heat Pumps for Residential Heating," *Sustainability*, vol. 6047, no. 16 (14), 2024. <https://doi.org/10.3390/su16146047>.
- [3] Z. Xinhui, et al., "Experimental Study on Heating Performance of Air – source Heat Pump with Water Tank for Thermal Energy Storage," in *2017 10th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning*, 2017, vol. 205. pp. 2055-2062. <https://www.researchgate.net/publication/320762602>.
- [4] V. Andreas, et al., "Data-driven compressor performance maps and cost correlations for small-scale heat-pumping applications," *Energy*, vol. 291. March 2024. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.130171>.
- [5] *Handbook of Energy Efficiency in Buildings*. 2019. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-812817-6.00040-1>.
- [6] Chunling Wu, et al. "Low-temperature air source heat pump system for heating in severely cold area: Long-term applicability evaluation," *Building and Environment*, vol. 208. January 2022. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2021.108594>.
- [7] Д. В. Степанов, і Д. М., Резидент, «Експериментальний стенд для дослідження енергетичної ефективності теплового насоса типу «повітря-повітря», на *Енергоефективність в галузях економіки України*, Міжнар. наук.-техн. конф. Вінниця, 2023. <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/egcu/egcu2023/paper/view/19406/16085>.
- [8] D. Gibb, et al., "Coming in from the cold: Heat pump efficiency at low temperatures," *Joule*, vol. 7. pp. 1939-1942, September 2023. <https://doi.org/10.1016/j.joule.2023.08.005>.
- [9] F. Ransy, et al., "Performances of a simple exhaust mechanical ventilation coupled to a mini heat pump: modeling and experimental investigations," in *36th AIVC Conference*, 2015. <https://www.researchgate.net/publication/289442374>.
- [10] C Keith Rice, "The ORNL Modulating Heat Pump Design Tool – Mark IV User’s Guide," *Technical Report*. May 1991. <http://doi.org/10.2172/814355>.

Рекомендована кафедрою теплоенергетики ВНТУ

Стаття надійшла до редакції 15.12.2025

**Степанов Дмитро Вікторович** — канд. техн. наук, доцент, завідувач кафедри теплоенергетики, e-mail: [Stepanovdv@ukr.net](mailto:Stepanovdv@ukr.net) ;

**Резидент Наталія Володимирівна** — канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри теплоенергетики, e-mail: [rezydentnv1@ukr.net](mailto:rezydentnv1@ukr.net) ;

**Резидент Дмитро Миколайович** — аспірант кафедри теплоенергетики, e-mail: [rezidentdmitrij@gmail.com](mailto:rezidentdmitrij@gmail.com) .  
Вінницький національний технічний університет, Вінниця

**D. V. Stepanov<sup>1</sup>**  
**N. V. Rezydent<sup>1</sup>**  
**D. M. Rezydent<sup>1</sup>**

## Isoentropic Efficiency of the Air-to-Air Heat Pump Compressor

<sup>1</sup>Vinnitsia National Technical University

*It is noted that the problem of energy-efficient heat supply in winter and air conditioning in summer is one of the key problems in the global energy sector, as this industry consumes more than half of primary energy resources. Under such*

conditions, air-source reversible heat pumps are considered as a promising solution for residential and commercial buildings due to their versatility, high energy efficiency, and use of a renewable energy source – the heat of atmospheric air.

Since the key indicator of the efficiency of a heat pump is the conversion coefficient, it becomes important to reliably determine the isentropic efficiency of the compressor, which significantly affects the consumption of electrical energy and the thermodynamic performance of the cycle. In real operating conditions, the compressor operates at variable loads, pressures, and temperatures, which makes it impossible to use a constant value of isentropic efficiency for a correct assessment of the energy characteristics of the system. Factors that affect the isentropic efficiency of the heat pump compressor are analyzed.

The article presents an experimental stand and a methodology for determining the energy efficiency of an air-to-air heat pump, taking into account the energy consumption of the fans of the indoor and outdoor units. Based on the measured values of pressures and temperatures of the refrigerant R410a and air in the evaporator and condenser, experimental data on the isentropic efficiency of the rotary compressor of the reversible air-to-air heat pump were obtained. A comparison of the obtained results with polynomial correlations published by other authors was carried out, it allowed to establish that these polynomial models have a satisfactory correspondence to the obtained experimental results, but the accuracy of the model depends on the type of refrigerant, compressor design, and operating conditions.

**Keywords:** air-to-air heat pump, energy efficiency assessment methodology, conversion coefficient, isentropic efficiency

**Stepanov Dmytro V.** — Cand. Sc. (Eng.), Assistant Professor, Head of the Chair of Thermal Power Engineering, e-mail: [Stepanovdv@ukr.net](mailto:Stepanovdv@ukr.net) ;

**Rezydent Nataliia V.** — Cand. Sc. (Eng.), Assistant Professor, Assistant Professor of the Chair of Thermal Power Engineering, e-mail: [rezydentnv1@ukr.net](mailto:rezydentnv1@ukr.net) ;

**Rezydent Dmytro M.** — Post-Graduate Student the Chair of Thermal Power Engineering, e-mail: [rezydentdmitrij@gmail.com](mailto:rezydentdmitrij@gmail.com)