

ІЗОЕНТРОПІЙНА ЕФЕКТИВНІСТЬ КОМПРЕСОРА ТЕПЛОВОГО НАСОСА

Вінницький національний технічний університет

Анотація

Показані чинники, які спричиняють необоротність процесів в тепловому насосі. Проаналізовані фактори, які впливають на ізоентропійну ефективність компресора теплового насоса та методи для її визначення.

Ключові слова: відновлювані джерела енергії, ізоентропійна ефективність, тепловий насос, компресор.

Abstract

The factors that cause the irreversibility of processes in the heat pump are shown. Factors affecting the isentropic efficiency of the heat pump compressor and methods for its determination are analyzed

Key words: renewable energy sources, isentropic efficiency, heat pump, compressor

Вступ

Необхідність зменшення обсягів парникових газів та зменшення шкідливого впливу на довкілля, обумовлює розвиток екологічно чистих технологій постачання холоду та теплової енергії на основі поновлюваних джерел енергії. Теплові насоси (ТН) використовують енергію навколишнього середовища або відпрацьовану теплоту, тобто володіють значним потенціалом щодо зменшення споживання первинної енергії і як наслідок скорочують викиди парникових газів. Для надійної оцінки економічної та екологічної ефективності теплового насоса для роботи в режимі опалення та/або охолодження необхідні знання про його енергоефективність. Цей показник енергоефективності називається коефіцієнтом перетворення теплоти COP (Coefficient Of Performance), і для компресійних теплових насосів виражає співвідношення згенерованої теплової потужності Q та споживаної електричної потужності N компресором. COP змінюється залежно від різниці між температурою конденсації та температурою випаровування, типу холодоагенту (ХА), засобів керування системою, ефективності допоміжного обладнання, наприклад вентиляторів, насосів тощо. За ідеального циклу теоретичний максимальний COP теплового насоса описується ККД циклу Карно, який залежить від температури конденсації і випаровування, а на ефективність дійсного циклу ТН впливає ряд факторів, які знижують COP теплового насоса, зокрема ефективність компресора. Мета роботи – проаналізувати фактори, які впливають на ізоентропійну ефективність компресора теплового насоса та методики її визначення.

Основна частина

Принцип роботи ТН наступний: робоче тіло (ХА) за низької температури і тиску поступає у теплообмінник випарника у рідкому стані, де за постійного тиску і температури випаровується. Насичена пара ХА подається в компресор. В компресорі пара ХА ізоентропійно (адіабатно) стискається, а її температура і тиск підвищується. З компресора перегріта пара поступає в конденсатор. В теплообміннику конденсатора газоподібний холодоагент за постійного тиску і температури переходить в рідкий стан, тепла енергія передається споживачам, а ХА поступає в дросельний вентиль, де адіабатно дроселюється, що супроводжується сталою ентальпією, за рахунок чого відбувається зниження тиску холодоагента до тиску у випарнику [1, 2]. Описаний цикл ТН є ідеалізованим.

Відхилення дійсного циклу ТН від ідеального обумовлене падінням тиску у випарнику і конденсаторі, коли робоче тіло проходить через теплообмінник, що проявляється у відхиленні від

ізотермічних умов під час теплообміну, втратами в трубопроводах між конденсатором і дросельним вентилем, які викликають деяке випаровування, що погіршує роботу дроселя і втратами в компресорі.

Вплив на дійсний цикл спричиняє той фактор, що компресор ТН повинен стискати суху пару ХА, а робоче тіло до входу в компресор має бути дещо перегріте. Перегрівання пари створює зону безпеки для зменшення ймовірності потрапляння крапель рідини в компресор. Тому в дійсному циклі пара в компресор поступає перегрітою.

Друге суттєве відхилення від ідеалізованого циклу визначається ККД компресора. Через теплообмін між холодоагентом і компресором та наявність тертя робочого тіла всередині компресора, підвищення ентальпії в ньому більше, ніж в ідеальному циклі, що також підвищує температуру на виході з компресора. Надлишкове підвищення ентальпії оцінюється ізоентропійним ККД. Ізоентропійний та механічний ККД компресора є важливими показниками, які впливають на COP дійсного циклу теплового насоса [3].

Ізоентропійна ефективність η_s (ізоентропійний ККД) базується на порівнянні фактичної продуктивності пристрою з тією, яка мала б місце, якби пристрій був адіабатним, а також оборотним (тобто ізоентропійним). Ізоентропійний ККД η_s 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 – ентальпія пари на вході в компресор; h_{2s} , h_2 – ентальпія пари ХА на виході з компресора для $s=\text{const}$ та для дійсного циклу відповідно.

Очевидно, що для одного і того ж самого компресора ізоентропійний ККД буде різним на різних холодоагентах, оскільки відрізняються їх термодинамічні характеристики. На однаковому ХА компресор також буде показувати різний ізоентропійний ККД для різних тисків і температур, оскільки термодинамічні характеристики газу для різних фізичних умов, різні. Наприклад, в [5] показано, що ізоентропійна ефективність компресора η_{comps} змінюється від 65 % до 97%, а коефіцієнт перетворення теплоти при цьому майже лінійно збільшується від 3,8 до 5,4. Ізоентропійний ККД компресора також змінюється для різних циклів ТН.

Є різні підходи до оцінки ізоентропійної ефективності компресора ТН. Наприклад, в [6] показано, що ізоентропійна ефективність (внутрішній адіабатний ККД) компресора ТН, який працює на фреоні R600a, визначається за рівнянням

$$\eta_{ви} = 0,98 \cdot \frac{273 + t_0}{273 + t_k}, \quad (2)$$

де t_0 – температура кипіння фреону у випарнику; t_k – температура конденсації фреону.

Оцінюється η_{comps} також за допомогою поліноміальних кореляцій, де ізоентропійна ефективність компресора є функцією міри стиснення, об'ємної витрати на вході компресора, температури випаровування t_e та конденсації t_k [4, 7, 8]

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

де $\alpha_0 \dots \alpha_6$ – 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.

Порядок поліномів залежить від типу компресора, інформації, наданої виробником компресора, або від регресійного аналізу, проведеного дослідниками. Авторами [7] на основі експериментальних результатів показано, що для ротаційного компресора з повітряним охолодженням з R134a апроксимаційна залежність має вигляд

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

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

Для роторно-лопатєвого, спірального і зворотно-поршневого компресорів запропоновані рівняння [4]

$$\begin{aligned}\eta_{comps} &= 0,644 + 0,0091r_p + 38,8V_{comp} - 0,00210r_p^2 + 1,87r_pV_{comp} - 5410V_{comp}^2, \\ \eta_{comps} &= 0,593 + 0,0066r_p + 4,89V_{comp} - 0,0086r_p^2 - 0,654r_pV_{comp}, \\ \eta_{comps} &= 0,533 + 0,029r_p + 15,1V_{comp} - 0,00270r_p^2 + 0,359r_pV_{comp} - 545V_{comp}^2,\end{aligned}\quad (5)$$

На основі аналізу літературних даних встановлено, що роторно-лопатеві компресори переважно досягають високої ізентропійної ефективності 0,65...0,75, спіральні – 0,7...0,85 для ступенів стиснення менше 5,5, а поршневі компресори мають ізентропійну ефективність більше 0,7 за ступенів стиснення більше 5,5.

Висновки

Продуктивність парокompресійних теплових насосів значною мірою залежить від ефективності компресора. Є різні підходи до оцінки ізентропійної ефективності компресора теплового насоса, зокрема за допомогою поліноміальних кореляцій для різних типів і конструкцій компресора, де ізентропійна ефективність компресора є функцією міри стиснення, об'ємної витрати на вході компресора, температури випаровування та конденсації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Чепурний М.М., Ткаченко С.Й. Основи технічної термодинаміки. Вінниця: Поділля-2000. 2004. 352 с.
2. Низькопотенційні джерела енергії: практикум: навчальний посібник для студ. спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»/уклад.: Ю.П. Вишневська/ КНУ ім. Ігоря Сікорського. Київ: КНУ ім. Ігоря Сікорського, 2023. 43 с.
3. Арсеньев В. М., Мелейчук С.С. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку : навчальний посібник. Суми : Сумський державний університет, 2018. 364 с.
4. Olympios, AV, Song, J, Ziolkowski, A, Shanmugam, VS & Markides, CN 2024. Data-driven compressor performance maps and cost correlations for small-scale heat-pumping applications, Energy, vol. 291,130171. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.130171>
5. Handbook of Energy Efficiency in Buildings. 2019. URL: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/compressor-efficiency>.
6. Марущак О.П. Енергетичний розрахунок складових теплового насоса «повітря-вода». Proceedings of the 14th International Scientific and Practical Conference «Scientific Horizon in the Context of Social Crises» (September 6-8, 2023). Tokyo, Japan. URL: <http://surl.li/kxqqjb>
7. Ransy F., Gendebien S, Lemort V. Performances of a simple exhaust mechanical ventilation coupled to a mini heat pump: modeling and experimental investigations. In The proceedings of the 36th AIVC conference: Effective ventilation in high performance buildings. 2015 URL: https://www.aivc.org/sites/default/files/82_0.pdf
8. C Keith Rice. The ORNL Modulating Heat Pump Design Tool - Mark IV User's Guide. Technical Report May 1991. URL: <http://surl.li/xgepyx> DOI: 10.2172/814355

Степанов Дмитро Вікторович, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет, e-mail: Stepanovdv@ukr.net

Резидент Дмитро Миколайович, аспірант кафедри теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет, e-mail: rezidentdmitrij@gmail.com

Резидент Наталія Володимирівна, канд. техн. наук, доцент кафедри теплоенергетики, e-mail: rezidentnv1@ukr.net

Dmytro Stepanov, candidate of technical Sciences, associate Professor, the Head of the Department of power engineering, Vinnytsia National Technical University, e-mail: Stepanovdv@ukr.net

Dmytro Rezydent, postgraduate student of the Department of Heat and Power Engineering, Vinnytsia National Technical University, e-mail: rezidentdmitrij@gmail.com

Nataliia Rezydent, Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Heat and Power Engineering, e-mail: rezidentnv1@ukr.net