

УДК 536.75

Грабець Б.Б., доц., к.т.н. Куделя П.П.
НТУУ «КПІ», Теплоенергетичний факультет.АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОКОМПРЕСОРНОГО ТЕПЛООВОГО
НАСОСУ МЕТОДОМ ЦИКЛІВ

Causes significant reduction in the coefficient of energy conversion heat pump compared to Carnot heat pump caused by irreversibility in all elements of heat pumps. To determine the irreversibility used method of cycles, which is consistent increasing irreversibility from reversible Carnot cycle.

Причини значительного снижения коэффициента преобразования энергии теплового насоса в сравнении с тепловым насосом Карно вызваны необратимостями во всех элементах ТН. Для определения необратимостей использовался метод циклов, который полягает в последовательном наращивании необратимостей, начиная с идеального цикла Карно.

Причини значного зниження коефіцієнта перетворення енергії φ теплового насосу (ТН) в порівнянні з тепловим насосом Карно визвані необоротностями в усіх елементах ТН. Для визначення необоротностей використовувався метод циклів, який полягає в послідовному нарощуванні необоротностей, починаючи з оборотного циклу Карно[1] (рис.1).

Значні втрати ексергії в теплонасосній системі з'являються із-за необоротності процесів теплопередачі. Рис. 2 представляє температурні рівні в загальній системі ТН, де T_k, T_e - температури конденсації і випаровування робочої речовини; T_{TP}, T_{TX} - середні термодинамічні температури проміжних теплоносіїв (використовуються для передачі теплоти від нижнього джерела теплоти (T_x) до випарника (T_e) і від конденсатора (T_k) до нагріваємого приміщення (T_n) – верхнього джерела теплоти).

Аналіз проведемо з допомогою таких вихідних даних: температура в опалюваному приміщенні $T_n = 20^\circ C$, температура низькотемпературного джерела теплоти $T_x = 8^\circ C$. В даному температурному інтервалі максимальний коефіцієнт трансформації складає $\varphi_{Карно} = 24,42$.

ΔT – різниця температур, необхідна для передачі теплоти від фреону в конденсаторі ТН до приміщення, для радіаторів $\Delta T = 30-50^\circ C$, для теплої підлоги $\Delta T = 10-20^\circ C$;

ΔT_0 – різниця температур, необхідна для передачі теплоти від нижнього джерела теплоти до фреону в випарнику ТН, $\Delta T_0 = 2^\circ C$;

ΔT_k – мінімальна різниця температур, яка необхідна при передачі теплоти для нагрівання гріючого теплоносія(води) для опалення приміщення, $\Delta T_k = 5^\circ C$;

ΔT_u – мінімальна різниця температур, яка необхідна при передачі теплоти для нагрівання проміжного теплоносія(розсолу) для випаровування фреону, $\Delta T_u = 2^\circ C$.

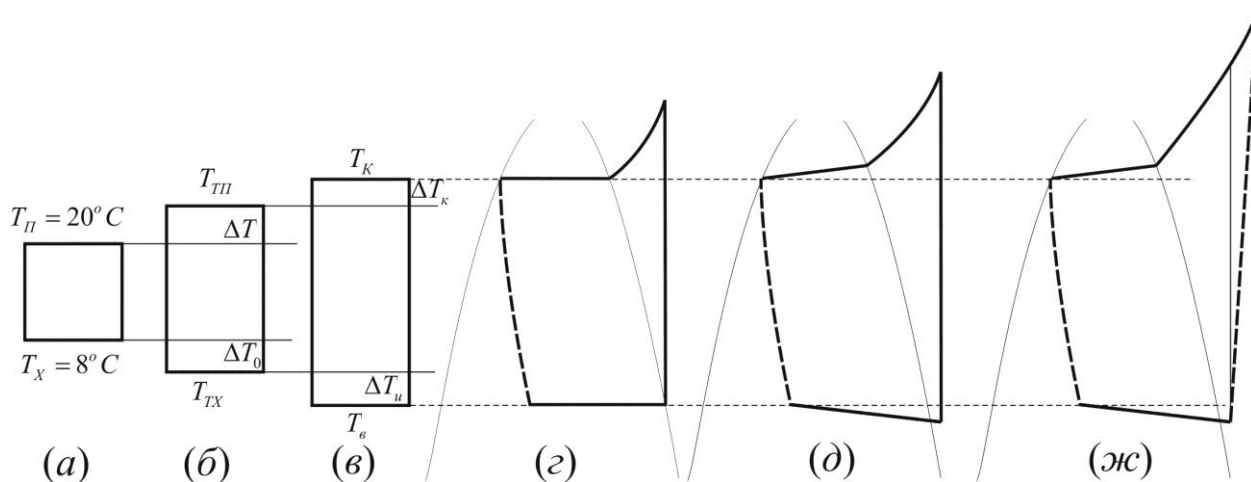


Рис.1 Послідовність переходу від оборотного циклу до дійсного.

Термодинамічна ефективність дійсного циклу ТН η_{TE} (ступінь його наближення до ідеального) визначалась за допомогою добутку коефіцієнтів:

$$\eta_{TE} = \frac{\varphi_{\delta}}{\varphi_{Карно}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 = \prod_{i=1}^n \eta_i, \quad (1)$$

де кожний з співмножників враховує перехід від одного циклу до іншого. В кожному наступному циклі (рис. 1) вводяться додаткові ексергетичні втрати в порівнянні з попереднім.

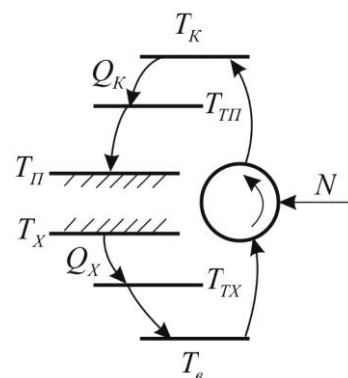


Рис. 2 Температурні рівні в системі ТН.

Коефіцієнт $\eta_1 = \varphi_{\delta} / \varphi_a$ враховує втрати із-за необоротностей $(T_{III} - T_{II})$ і $(T_X - T_{TX})$ (перехід від циклу (а) до циклу (б)). Графічно це представлено на рис. 3, на якому зображено зміна коефіцієнту відношення циклу, в якому присутні проміжні теплоносії до ідеального циклу Карно.

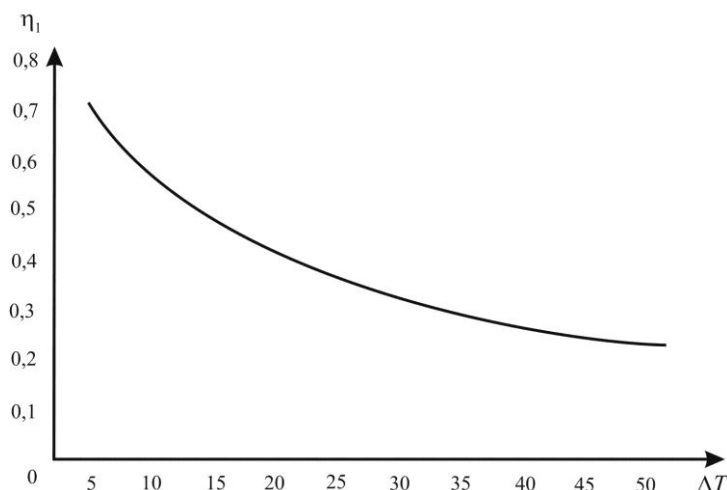


Рис. 3 Відношення циклу з проміжними теплоносіями до ідеального циклу Карно.

Необоротна теплопередача в конденсаторі $(T_K - T_{III})$ і випарнику $(T_X - T_B)$ враховується коефіцієнтом $\eta_2 = \varphi_{\delta} / \varphi_{\delta}$ (перехід від циклу (б) до циклу (в)).

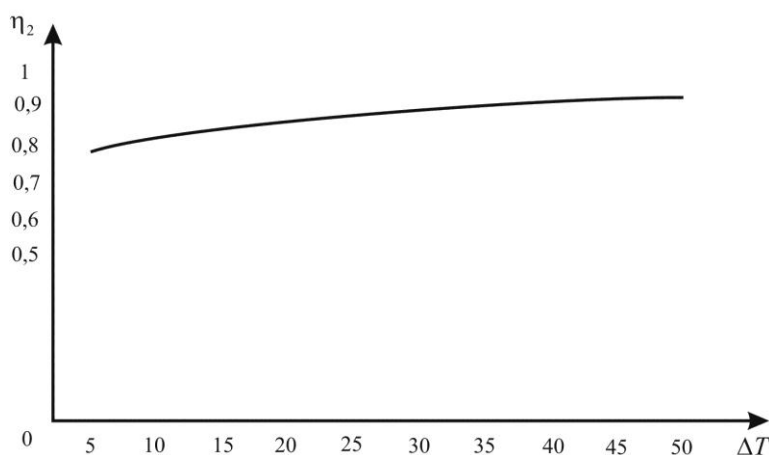


Рис. 4 Вплив необоротної теплопередачі в конденсаторі і випарнику

Зростання коефіцієнта η_2 пов'язане з тим, що чим більше розширюються температурні рамки ТН циклу, тим менш стрімко падає коефіцієнт трансформації. В цілому введення проміжних теплоносів зменшує ефективність ТН циклу, але тим менша ця різниця при значних ΔT .

В парокompресорному циклі (з) додаткові втрати ексергії в порівнянні з циклом (в) пов'язані з дроселюванням і перегрівом стисненої пари вище температури конденсації, (враховуються $\eta_3 = \varphi_2 / \varphi_6$). Розрахунки проводимо для фреону R22, теплофізичні параметри якого визначалися за допомогою бази даних програмного продукту Coolpack Utilities розробленою Технічним Університетом Данії.

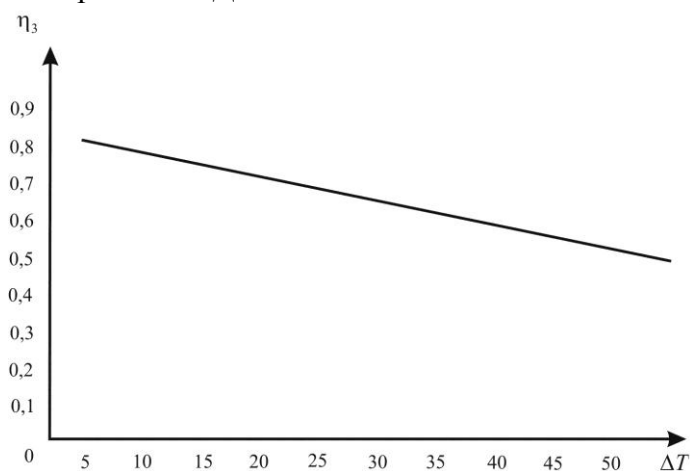


Рис. 5 Вплив необоротності в зв'язку з наявністю реального теплоносія (фреону)

Цикл (д) ускладнений введенням гідравлічних опорів зі сторони робочої речовини і перегрівом її перед компресором; оцінка величини $\eta_4 = \varphi_0 / \varphi_2$ виконана на основі існуючих експериментальних даних. Так згідно з [1] $\eta_4 = \varphi_0 / \varphi_2 = 0,9$.

В циклі (ж) необоротність описується ізоентропним внутрішнім ККД η_s . Для визначення $\eta_5 = \varphi_{жс} / \varphi_0$ одержана аналітична залежність $\eta_5 = f(\eta_s)$, яка носить лінійний характер. Більшість сучасних компресорів мають ізоентропний ккд $\eta_s = \eta_5 = 0,85$.

Добуток впливів всіх розглянутих необоротностей на коефіцієнт трансформації представлено на рис.6:

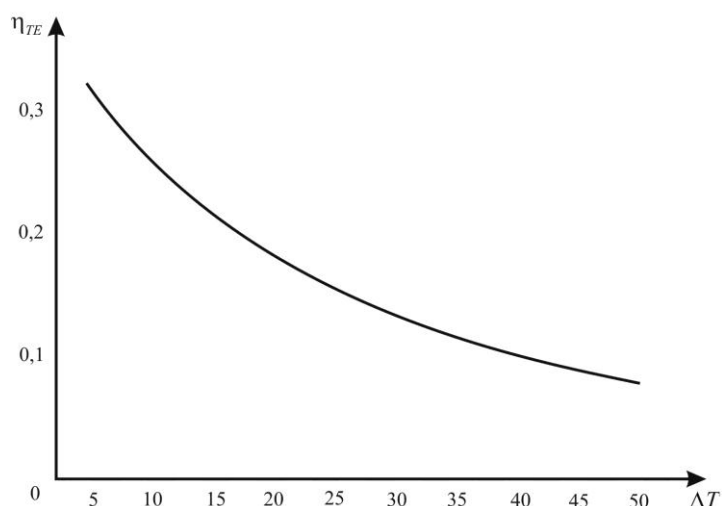


Рис. 6 Залежність термодинамічної ефективності реального ТН циклу від перепаду температур

Розрахунки показують, що основними причинами недосконалості парокомпресорних ТН являються: значна необоротність передачі теплоти від гріючого теплоносія до опалювального приміщення; використання проміжних теплоносіїв між нижнім джерелом теплоти і випарником та між конденсатором і нагріваємым приміщенням. Також з графіку чітко видно, що використання теплового насоса, працюючого на нагрів приміщення з радіаторною системою опалення, а тобто трансформація теплоти більше ніж на 60°C є економічно невигідним, так як при цьому $\varphi_0 = 2,442$.

Використані джерела:

1. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. - Одесса: Студия «Негоциант», 2006.- 712с.
2. Програмний продукт Coolpack v.1.46, Technical University of Denmark, Department of Mechanical Engineering.