

УДК 536.75

Куделя П., Грабець Б.

Національний технічний університет України «КПІ», ТЕФ

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ПАРОКОМПРЕСОРНОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСУ МЕТОДОМ ЦИКЛІВ

Науковий керівник: к.т.н., доц. Куделя П.П.

Причини значного зниження коефіцієнта перетворення енергії φ теплового насосу (ТН) в порівнянні з тепловим насосом Карно визвані необоротностями в усіх елементах ТН. Необоротності визначають методом циклів, який полягає в послідовному нарощуванні необоротностей, починаючи з оборотного циклу Карно (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_e, \dot{O}_a - температури конденсації і випаровування робочої речовини; \dot{O}_x, \dot{O}_o - середні термодинамічні температури проміжних теплоносіїв (використовуються для передачі теплоти від нижнього джерела теплоти (\dot{O}_o) до випарника (\dot{O}_a) і від конденсатора (\dot{O}_e) до нагріваємого приміщення (\dot{O}_i) – верхнього джерела теплоти).

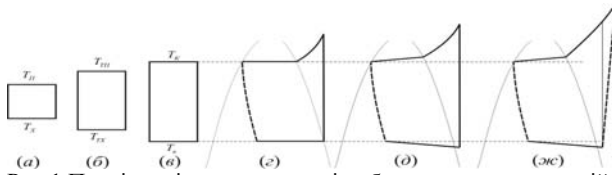


Рис.1 Послідовність переходу від оборотного циклу до дійсного.

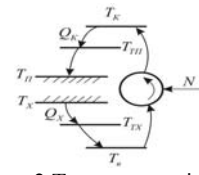


Рис. 2 Температурні рівні в системі ТП.

Термодинамічна ефективність дійсного циклу ТН $\eta_{\dot{O}i}$ (ступінь його наближення до ідеального) визначалась за допомогою добутку коефіцієнтів:

$$\eta_{\dot{O}i} = \frac{\varphi_{\dot{a}}}{\varphi_{\dot{E}a\dot{a}i}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 = \prod_{i=1}^n \eta_i, \text{ де кожний з співмножників враховує перехід від}$$

одного циклу до іншого. В кожному наступному циклі (рис. 1) вводяться додаткові ексергетичні втрати в порівнянні з попереднім. Коефіцієнт $\eta_1 = \varphi_a / \varphi_{\dot{a}}$ враховує втрати із-за необоротностей $(T_{III} - T_{II})$ і $(T_X - T_{TX})$ (перехід від циклу (a) до циклу (б)). Необоротна теплопередача в конденсаторі $(T_K - T_{III})$ і $(T_X - T_B)$ враховується коефіцієнтом $\eta_2 = \varphi_{\dot{a}} / \varphi_a$ (перехід від циклу (б) до циклу (в)). В парокompresорному циклі (в) додаткові втрати ексергії в порівнянні з циклом (в) пов'язані з дроселюванням і перегрівом стисненої пари вище температури конденсації, (враховуються $\eta_3 = \varphi_{\dot{a}} / \varphi_a$). Цикл (д) ускладнений введенням гідравлічних опорів зі сторони робочої речовини і перегрівом її перед компресором; оцінка величини $\eta_4 = \varphi_{\dot{a}} / \varphi_a$ виконана на основі існуючих експериментальних даних. В циклі (ж) необоротність описується ізоентропним внутрішнім ККД η_s . Для визначення $\eta_5 = \varphi_e / \varphi_{\dot{a}}$ одержана аналітична залежність $\eta_5 = f(\eta_s, \eta_4, \varphi_{\dot{a}})$. Розрахунки показують, що основними причинами недосконалості парокompresорних 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 нагріваємим приміщенням.