

УДК 621.565.58
Ж 75

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДНОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

Н. В. Жихарева, старш. викл.;

М. Г. Хмельнюк, д-р техн. наук, проф.

Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса

Анотація. Розглянуто питання оптимізації режимів роботи суднових холодильних установок. Розроблено термoeкономічну модель суднової холодильної установки. Проведено числовий експеримент з урахуванням ексергетичних втрат як критерію термодинамічної ефективності. Визначено оптимальний режим роботи холодильної установки, який забезпечує мінімум приведених витрат, що враховує капітальні та експлуатаційні витрати.

Ключові слова: оптимізація, термoeкономічна модель, ексергія, термодинамічний аналіз, холодильні установки, режим роботи.

Аннотация. Рассмотрены вопросы оптимизации режимов работы судовых холодильных установок. Разработана термoeкономическая модель судовой холодильной установки. Проведен численный эксперимент с учетом эксергетических потерь как критерия термодинамической эффективности. Определен оптимальный режим работы холодильной установки, который обеспечивает минимум приведенных затрат, учитывающий капитальные и эксплуатационные затраты.

Ключевые слова: оптимизация, термoeкономический метод, эксергия, термодинамический анализ, холодильные установки, режим работы.

Abstract. The paper deals with the optimization of marine refrigeration plants modes. A thermoeconomic model of a marine refrigeration plant has been developed. The numerical experiment has been held considering exergetic losses as a criterion of thermodynamic efficiency. The optimal operation mode of a refrigeration plant which provides minimum reduced costs, taking into account the capital and operational expenses.

Keywords: optimization, thermoeconomic method, exergy, thermodynamic analysis, refrigeration, operation mode.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Задача економії електроенергії і водних ресурсів, яка стоїть перед промисловістю будь-якої країни, актуальна і для виробництва холоду. Одним зі шляхів зниження енергетичних витрат є оптимізація режимів роботи суднової холодильної установки, внаслідок чого змінюється послідовність обробки повітря в центральному кондиціонері залежно від значень параметрів зовнішнього повітря і повітря в обслуговуваних системою приміщеннях. При сучасних масштабах використання холодильної техніки в суднових системах навіть невелике скорочення капітальних витрат або підвищення енергетичної ефективності холодильних систем може дати істотний за абсолютною величиною економічний ефект.

Оптимізація режиму роботи холодильної установки базується на конкуруючих властивостях системи. Для оптимізації таких складних систем, як холодильні установки, можна використовувати термoeкономічний метод, в якому температурні напори середовища, що охолоджується або нагрівається, в одному теплообмінному апараті є залежними змінними. При цьому загальний економічний ефект від оптимізації режиму роботи холодильного устаткування повинен

оцінюватися величиною, що враховує як капітальні, так і експлуатаційні витрати.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Отримані в наукових працях [1–8] результати вказують на можливість існування режимів холодильної установки, при яких температура, що виходить з конденсатора, вища за температуру конденсації, що в реальних умовах при існуючих конструкціях водяних конденсаторів неможливо.

МЕТОЮ РОБОТИ є розробка термoeкономічної моделі суднових холодильних установок, яка відображає зміни і перетворення основного потоку ексергії, що забезпечує отримання кінцевого ефекту, та в якій температурні напори середовища, що охолоджується або нагрівається, в одному теплообмінному апараті є залежними змінними.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Сьогодні ексергетичний метод широко використовується для визначення термодинамічної досконалості процесів, що проходять у різних енергетичних установках. Застосування ексергетичного аналізу дозволяє вибрати енергетично ефективну систему організації роботи суднової холодильної

установки шляхом техніко-термодинамічного порівняння різних варіантів з подальшою оптимізацією режиму роботи та оцінити ефективність агрегатів (тепломасообмінних апаратів, компресора, насосів, вентилятора, парового зволожувача) з визначенням ексергетичного ККД. На основі відомих параметрів розроблена термодинамічна модель судової холодильної установки.

При використанні термoeкономічного методу аналізуються зміни, що відбуваються з основним потоком ексергії. При цьому розглядаються затрати ексергії, що виникають при перетворенні енергії в елементах установки, а також економічні витрати, пов'язані зі створенням і експлуатацією відповідних елементів установки. Витрати ексергії призводять до відповідних економічних витрат, тому ціна одиниці ексергії зростає при переміщенні потоку ексергії від точки введення до отримання кінцевого ефекту. Для оптимізації системи потрібно знайти умови, що забезпечують мінімальну ціну одиниці ексергетичної продуктивності.

Для вирішення цього завдання розроблена математична модель даної установки, яка враховує вимоги термoeкономіки та є адекватною реальній технологічній схемі холодильної установки.

При побудові термoeкономічної моделі прийняті такі допущення:

- не враховується спад тиску в трубопроводах і теплоприпливи до них;
- не враховуються втрати тепла в оточуюче середовище, що відбувається через корпус компресора і кожух теплообмінних апаратів;
- допускається, що зміни теплопередавальної поверхні апаратів і описуваного об'єму компресора внаслідок оптимізації режиму роботи установки не приведуть до змін вартості будівництва машинного відділення, а також чисельності і фонду заробітної плати обслуговуючого персоналу;
- перегрів всмоктуваної в компресор пари та охолодження рідкого робочого тіла задано.

Принципова схема установки наведена на рис. 1. Це одноступенева холодильна установка безпосереднього випару з оборотною системою забезпечення з використанням парового зволожувача [2, 4, 5, 7].

Для оцінки змін, що відбуваються в установці, використовуємо ексергію речовини, тобто максимальну роботу, яка може бути виконана в процесі, в кінці якого речовина приходить у стан термодинамічної рівноваги з оточуючим середовищем.

Ексергія теплоти Q (коли температура речовини T більша, ніж температура оточуючого середовища T_{oc}) визначається виразом [1, 6, 8]

$$e = Q \left(\frac{T - T_{oc}}{T} \right) = Q \left(1 - \frac{T_{oc}}{T} \right),$$

аналогічно ексергія холоду —

$$e = Q \left(\frac{T_{oc}}{T} - 1 \right).$$

Термoeкономічна модель холодильної установки з урахуванням зроблених допущень може бути зображена у вигляді послідовно сполучених трьох зон, в яких відбувається дисипація енергії. Зона 1 включає у себе компресор з електродвигуном, конденсатор, насос охолоджуючої води з електродвигуном і регулюючий вентиль; зона 2 — випарник для охолодження проміжного холодоносія і насос з електродвигуном, що забезпечує циркуляцію холодоносія; зона 3 — охолоджуючі пристрої з вільним або примусовим рухом повітря і вентилятор з електродвигуном, а також паровий зволожувач і насос з електродвигуном для забору води (рис. 2).

У кожній зоні враховуються затрати на поточний ремонт z_i відповідних елементів устаткування і питомі амортизаційні відрахування, які визначаються за формулою

$$z_{ji} = \frac{(k_{ам}^i + k_{рем}^i)C_{ij}}{\tau_p},$$

де $k_{ам}^i$ — нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань для i -го елемента; $k_{рем}^i$ — відсоток відрахувань на поточний ремонт; C_{ij} — вартість i -го елемента установки, грн; τ_p — число годин роботи устаткування в році, год/рік.

Розглянуто оптимізацію процесів охолодження, яка зводиться до визначення мінімального значення приведених витрат (з урахуванням зволожуючого об'єднання) за рік на утримання і роботу установки:

$$ПВ = [Ц_{ел}(e_{11} + e_{13} + e_{32} + e_{22} + e_{42}) + Ц_w v_{12} + z_{11} + z_{12} + z_{13} + z_{21} + z_{22} + z_{31} + z_{32} + z_{41} + z_{42}] \tau_p,$$

де $Ц_{ел}$ — ціна 1 кВт години електроенергії; $Ц_w$ — ціна 1 м³ води; v_{12} — щосекундна витрата води в конденсаторі 12; e_{11} — ексергія електродвигуна компресора 11; e_{13} — ексергія електродвигуна водяного насоса 13 (оскільки електроенергія теоретично повністю може бути перетворена в корисну роботу,

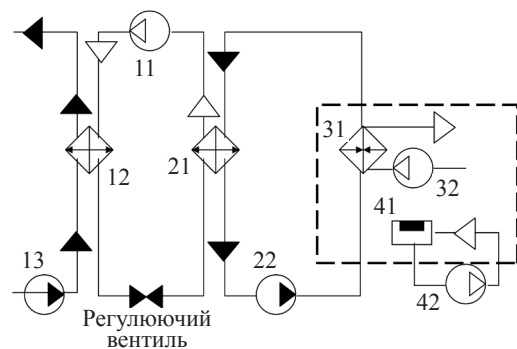


Рис. 1. Функціональна схема одноступеневої холодильної установки

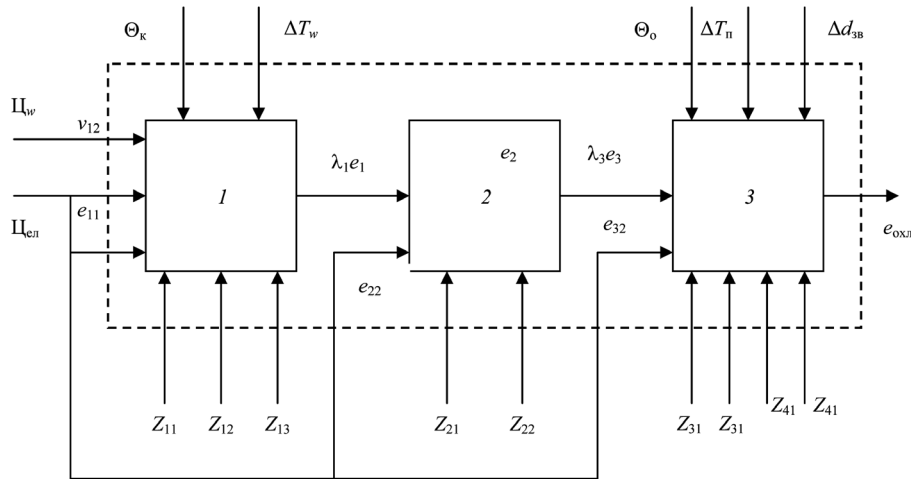


Рис. 2. Термoeкономiчна модель одноступеневої холодильної установки

ексергія електродвигуна за 1 с збігається зі споживаною ним потужністю); e_{22} — ексергія електродвигуна вентилятора 22; e_{32} — ексергія електродвигуна вентилятора повітроохолоджувача; e_{42} — ексергія електродвигуна насоса зволожувача; $z_{11}, z_{12}, z_{13}, z_{31}, z_{32}, z_{41}, z_{42}$ — нормативні відрахування від вартості й витрати на ремонт і експлуатацію компресора 11, конденсатора 12, водяного насоса 13, охолоджувача 31, вентилятора 32, парового зволожувача 41, насоса з електродвигуном для зволожувача 42 відповідно; τ_p — число робочих годин на рік.

При отриманому значенні Q_{oxl} мінімізуємо функцію:

$$ПВ = ПВ(\Delta T_n, \Delta T_w, \Delta d_{3w})$$

з обмеженнями $\Theta_k = f(\Delta T_w)$ та $\Theta_o = f(\Delta T_n)$, де Θ_k, Θ_o — температурні напори в конденсаторі та охолоджувачі відповідно, які є залежними змінними від ΔT_w та ΔT_n ; ΔT_w — перепад температур у конденсаторі; ΔT_n — перепад температур повітря в повітроохолоджувачі; Δd_{3w} — перепад вологовмісту в паровому зволожувачі.

Температурний напір в охолоджувачі уточнюється за формулою

$$\Theta_o = \frac{Q_{по}}{k_{по} F_{по}}, \quad (1)$$

де $k_{по}$ — коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувача, який визначається за апроксимаційними рівняннями і враховує конструктивні елементи повітроохолоджувача та температуру кипіння холодоагенту, Вт/(м²·К).

Температурний напір у конденсаторі уточнюється за формулою

$$\Theta_k = \frac{Q_k}{k_k F_k}, \quad (2)$$

де k_k — коефіцієнт теплопередачі конденсатора, який визначається за довідковою літературою на підставі практичних рекомендацій, Вт/(м²·К).

За умови, що ΔT_w та ΔT_n є незалежними змінними, то

$$\Delta T_n = T_1 - T_{oxl};$$

$$\Delta T_w = T_{w2} - T_{w1};$$

$$\Delta d_{3w} = d_{вих} - d_{вх}.$$

Термодинамічна модель описується такими залежностями:

$$\begin{aligned} z_{11} &= Z_{11}(e_1, \Theta_k, \Delta T_w); z_{21} = Z_{21}(e_2, \Theta_o, \Delta T_n); \\ z_{12} &= Z_{12}(e_1, \Theta_k, \Delta T_w); z_{22} = Z_{22}(e_3, \Delta T_w); \\ z_{13} &= Z_{13}(e_1, \Theta_k, \Delta T_w); \\ z_{31} &= Z_{31}(e_{oxl}, \Theta_o, \Delta T_n); z_{32} = Z_{31}(e_{oxl}, \Delta T_n); \\ z_{41} &= Z_{41}(e_{oxl}, \Theta_o, \Delta T_n); z_{42} = Z_{42}(e_{oxl}, \Delta T_n); \\ e_{11} &= E_{11}(e_1, \Theta_k, \Delta T_w); e_{13} = E_{13}(e_1, \Theta_k, \Delta T_w); \\ e_{31} &= E_{31}(e_{oxl}, \Theta_o, \Delta T_n); e_{32} = E_{13}(e_{oxl}, \Delta T_n); \\ e_{41} &= E_{41}(e_{oxl}, \Theta_o, \Delta d_{3w}); e_{42} = E_{13}(e_{oxl}, \Delta d_{3w}); \\ e_{22} &= E_{22}(e_3, \Theta_o, \Delta T_n); v_{12} = V_{12}(e_2, \Theta_k, \Delta T_w). \end{aligned} \quad (3)$$

Величини потоків ексергії, яка зв'язує зони:

$$\begin{aligned} e_1 &= E_1(e_{oxl}, \Theta_k, \Delta T_w); \\ e_3 &= E_3(e_{oxl}, \Theta_o, \Delta T_n); \\ e_{oxl} &= E_o(Q_{oxl}, T_{oxl}, T_{oc}), \end{aligned} \quad (4)$$

де e_{ij} — кількість ексергії; E_{ij} — її функціональна залежність. Теж саме стосується z_{ij} та Z_{ij} , v_{12} та V_{12} .

Система рівнянь (3), (4) була розв'язана методом Лагранжа на основі побудованої функції Лагранжа та методом послідовних наближень Нелдера–Міда. Метод Нелдера–Міда не використовує при розв'язанні похідні першого та другого порядку і є найбільш ефективним.

Розв'язання системи рівнянь (3), (4) з урахуванням залежностей (1), (2) дозволило визначити значення змінних ΔT_n , Θ_k , Θ_o , ΔT_w , що відповідають оптимальному режиму роботи холодильної установки, який забезпечує мінімум приведених витрат. За визначеними таким чином значеннями температурних напорів і перепадами температур охолоджуваних середовищ можна розрахувати величини теплопередавальних поверхонь теплообмінних апаратів і описаного об'єму компресора, що забезпечують оптимальний режим роботи холодильної установки.

Використовуючи виведені значення ексергії та втрат ексергії, визначаються амортизаційні відрахування і витрати на ремонт устаткування, вартість насоса компресора 11, вартість конденсатора 12 та інших устаткувань і нормативні відрахування, що входять у формулу (3).

Методика мінімізації величини приведених витрат істотно залежить від складності холодильної установки. Установки, що використовують проміжний теплоносій, як правило, описуються в процесі оптимізації великою кількістю незалежних

параметрів (наприклад, тепловими натисками і перепадами температур в охолоджуючих пристроях).

ВИСНОВКИ

Розроблено термoeкономічну модель одноступеневих холодильних установок, в якій температурні напори середовища, що охолоджується або нагрівається, в одному теплообмінному апараті є залежними змінними. На основі створеної моделі було проведено оптимізацію режиму роботи і визначено температурний напір у повітроохолоджувачі ($\Theta_o = 6,8 \dots 8,4$ °C) та конденсаторі ($\Theta_k = 4,2 \dots 4,7$ °C) і зміни температур охолоджуваного ($\Delta T_n = 3,2 \dots 3,8$ °C) та охолоджуючого середовищ ($\Delta T_w = 3,8 \dots 4,5$ °C) при фіксованій зовнішній температурі під час неперервної роботи установки протягом року ($\tau_p = 8760$ год), що відповідає рекомендованим значенням нормативних документів з експлуатації холодильних установок. Оптимізація режиму роботи обладнання холодильної установки дозволяє скоротити змінну частину витрат приблизно на 10,0...13,2 %, що при тривалій експлуатації обладнання дає значну економію.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] **Аль-Ахрас, Гассан.** Теплофизические аспекты холодильного хранения плодоовощной продукции в условиях жаркого климата [Текст] : автореф дис. ... канд. техн. наук / Гассан Аль-Ахрас. — Одесса, 1999. — 23 с.
- [2] **Грачев, Ю. Г.** Основы оптимизации систем кондиционирования микроклимата [Текст] / Ю. Г. Грачев. — Пермь : Изд-во Перм. политехн. ин-та, 1987. — 80 с.
- [3] **Жихарева, Н. В.** Моделирование процессов кондиционирования воздуха [Текст] / Н. В. Жихарева. — Холодильная техника и технология. — 2000. — Вып. 65. — С. 54–60.
- [4] **Захаров, Ю. В.** Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины [Текст] / Ю. В. Захаров. — СПб. : Судостроение, 1994. — 504 с.
- [5] **Иванов, О. П.** Термодинамический анализ эффективности судовых систем кондиционирования воздуха [Текст] / О. П. Иванов. — Ленинград : Изд-во Ленингр. ун-та, 1987. — 41 с.
- [6] **Оносовский, В. В.** Моделирование и оптимизация холодильных установок [Текст] / В. В. Оносовский. — Ленинград : Изд-во Ленингр. ун-та, 1990. — 205 с.
- [7] **Чумак, И. Г.** Холодильные установки. Проектирование [Текст] : учеб. пособие / И. Г. Чумак. — 3-е изд., перераб. и доп. — Одесса : Друк, 2007. — 480 с.
- [8] **Эксергетические расчеты технических систем [Текст] : справ. пособие / В. М. Бродянский, Г. П. Верхи-вер, Я. Я. Карчев [и др.]. — К. : Наук. думка, 1991. — 361 с.**

© Н. В. Жихарева, М. Г. Хмельнюк

Надійшла до редколегії 23.01.2012

Статтю рекомендує до друку член редколегії Вісника НУК д-р техн. наук, проф. *М. І. Радченко*

Статтю розміщено у Віснику НУК №2, 2012