

УДК 621.565.58

Н.В. Жихарєва

Одеська національна академія харчових технологій, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082

МАТЕМАТИЧНІ АСПЕКТИ ТЕРМОЕКОНОМІЧНОГО АНАЛІЗУ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ПЛОДООВОЧЕСХОВИЩА

Розглянуто математичні аспекти термoeкономiчного аналізу режиму роботи холодильної установки плодовоочесховищ. Визначено величини потоків ексергії та ексергетичних втрат на прикладі холодильної установки безпосереднього охолодження.

Ключові слова: оптимізація – режими роботи – холодильна установка – термoeкономiчна модель – ексергія – ексергетичні втрати.

Н.В. Жихарєва

Одесская национальная академия пищевых технологий, ул. Дворянская, 1/3, Одесса, 65082

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ТЕРМОЕКОНОМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ ПЛОДООВОЩЕХРАНИЛИЩА

Рассмотрены математические аспекты термoeкономического анализа режима работы холодильной установки плодовоощехранилищ. Определены величины потоков эксергии и эксергетических потерь на примере холодильной установки непосредственного охлаждения.

Ключевые слова: оптимизация – режимы работы – холодильная установка – термoeкономическая модель – эксергия – эксергетические потери.

I. ВСТУП

Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодовоочесховищ базується на конкуруючих властивостях системи [1,2]. Збільшення температурних напорів в теплообмінних апаратах приводить до скорочення капітальних витрат і одночасного збільшення витрати енергії, тобто до збільшення змінної частини експлуатаційних витрат, і навпаки.

Використовуючи метод термoeкономiчного аналізу можливо визначити оптимальний режим роботи холодильної установки у зв'язку із широким діапазоном можливих змін температур охолоджуючого об'єкту та зовнішнього середовища.

На підставі методу термoeкономiчного аналізу та ексергетичних розрахунків технічних систем [1,4] розроблено термoeкономiчну модель оптимізації режимів роботи холодильної установки плодовоочесховищ, в якій вперше враховані особливості конструктивних елементів повітроохолоджувачів з урахуванням технологічних та економічних критеріїв оптимальності та в якій температурний напір та зміна температури середовищ, що охолоджуються або нагріваються, в одному теплообмінному апараті використанні як залежні змінні.

Для оптимізації таких складних систем, як холодильні установки, можна використовувати метод термoeкономiчного аналізу[1]. Головна ідея методу полягає в побудові термoeкономiчної моделі, що дозволяє представити замкнену схему холодильної установки зі зворотними зв'язками у вигляді ланцюжка окремих зон або розгалуженого

ланцюжка, що значно спрощує розрахунки Термoeкономiчна модель холодильної установки відображає зміни і перетворення основного потоку ексергії, що забезпечує здобуття кінцевого ефекту – мінімум приведених витрат.

II МАТЕМАТИЧНІ АСПЕКТИ МІНІМІЗАЦІЇ ПРИВЕДЕНИХ ВИТРАТ

Методика мінімізації величини приведених витрат (ПВ) істотно залежить від ступеня складності холодильної установки. Установки, що використовують проміжний теплоносій, як правило, описуються в процесі оптимізації чотирма або більшою кількістю незалежних параметрів. У цьому випадку можна застосовувати відомі методи мінімізації, зокрема, методи сполучених напрямків [4] або метод Лагранжа [3,5]. Якщо ж розглядається установка з безпосереднім випаровуванням з оборотною системою водопостачання (рисунок 1).

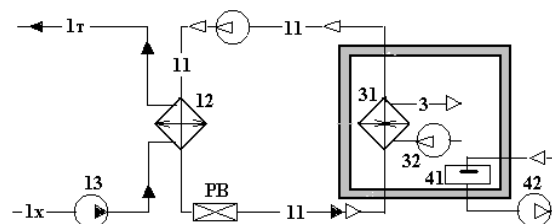


Рисунок 1 – Схема одноступеневої холодильної установки безпосереднього охолодження

Від зовнішнього джерела до системи підводиться енергія (ексергія) із ціною $\Pi_{\text{ел}}$, (грн/кВт-годину) для приводу електродвигуна компресора e_{11} , електродвигуна насосу охолоджувального середовища e_{13} , електродвигуна вентилятора повітроохолоджувача e_{32} , електродвигуна насосу пливкового зволожувача e_{42} . Від зовнішнього джерела підводиться також охолоджена вода в кількості V_{12} , м³/годину, ціною Π_w , грн/м³. Усередині системи передається ексергія із зони 1 у зону 3 — e_3 , з ціною одиниці ексергії λ_3 . У результаті роботи системи має бути отримана обрана холодопродуктивність $e_{\text{охл}}$.

Режим роботи холодильної установки описується двома основними незалежними параметрами. Враховуючи мале число параметрів, доцільно застосовувати метод Нелдера-Міда. Це означає, що пошук мінімуму ведеться за допомогою послідовного визначення всіх складових цільової функції, з врахуванням залежних змінних на відміну від методу Лагранжа, який використовує похідну.

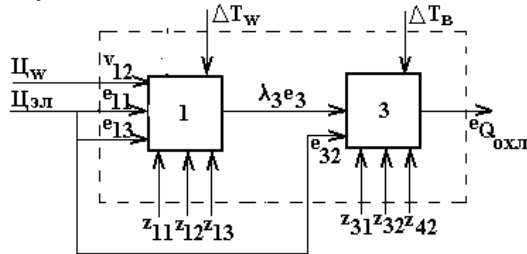


Рисунок 2 – Термoeкономiчна модель одноступеневої холодильної установки безпосереднього охолодження

Критерієм оптимізації обрані приведені витрати (ПВ), які для установки безпосереднього випаровування можуть бути описані виразом [4,5,6]:

$$\text{ПВ} = (\Pi_{\text{ел}} (e_{11} + e_{13} + e_{32} + e_{42}) + \Pi_w V_{12} + (z_{11} + z_{12} + z_{31} + z_{32} + z_{42}) \tau_p) \quad (1)$$

де $\Pi_{\text{ел}}$ -вартість електроенергії (грн/кВт-годину); Π_w - вартість води грн/м³, V_{12} – щосекундна витрата води в конденсаторі м³/годину; e_{11} – ексергія, що споживається електродвигуном компресора; e_{13} – ексергія, що споживається електродвигуном водяного насоса e_{32} – ексергія, що споживається електродвигуном вентилятора повітроохолоджувача; e_{42} – ексергія, що споживається електродвигуном насоса парового зволожувача; $z_{11}, z_{12}, z_{13}, z_{31}, z_{32}, z_{42}$ – нормативні відрахування від вартості та витрати на ремонт і експлуатацію відповідного обладнання, τ_p – кількість робочих годин у рік (рисунок 2).

При отриманому значенні $Q_{\text{охл}}$

$$\text{ПВ} = \text{ПВ}(\Delta T_w, \Delta T_b). \quad (2)$$

З обмеженнями: $\Theta_K = f(\Delta T_w)$ та $\Theta_0 = f(\Delta T_b)$

тут Θ_K, Θ_0 - температурні напори в конденсаторі та охолоджувачі, які є залежними змінними від ΔT_w та ΔT_b , ΔT_w – перепад температур у конденсаторі; ΔT_b - перепад температур повітря в повітроохолоджувачі.

Цільова функція була розв’язана методом послідовних наближень Нелдера – Міда. За даних, які входять на цьому етапі оптимізації, виведені математичні залежності для розрахунку всіх складових цільової функції, з урахуванням ексергетичних втрат, як критерію термoeкономiчної ефективності. Визначені проміжні вартості ексергії між зонами.

Термoeкономiчна модель описана залежностями:

$$\begin{aligned} e_{11} &= E_{11}(e_3, \Theta_K, \Delta T_w); & e_{13} &= E_{13}(e_1, \Theta_K, \Delta T_w); \\ e_{31} &= E_{31}(e_{\text{охл}}, \Theta_0, \Delta T_b); & e_{32} &= E_{13}(e_{\text{охл}}, \Delta T_b); \\ e_{41} &= E_{41}(e_{\text{охл}}, \Theta_0, \Delta T_b); & e_{42} &= E_{13}(e_{\text{охл}}, \Delta T_b); \\ z_{13} &= Z_{13}(e_1, \Theta_K, \Delta T_w); & z_{11} &= Z_{11}(e_1, \Theta_K, \Delta T_w); \\ z_{12} &= Z_{12}(e_1, \Theta_K, \Delta T_w); & z_{31} &= Z_{31}(e_{\text{охл}}, \Theta_0, \Delta T_b); \\ v_{12} &= V_{12}(e_3, \Theta_K, \Delta T_w); \end{aligned}$$

Величини потоків ексергії, яка зв’язує зони:

$$\begin{aligned} e_3 &= E_3(e_{\text{охл}}, \Theta_0, \Delta T_b); \\ e_{\text{охл}} &= E_o(Q_{\text{охл}}, T_{\text{охл}}, T_{\text{ос}}) \end{aligned} \quad (4)$$

Для визначення термодинамічних параметрів (питомий обсяг, тиск конденсації і кипіння, ентальпій у точках термодинамічного циклу, різниці ентальпій в процесі стиснення, тепла і конденсації і т.д.) використані емпіричні рівняння.

Система рівнянь (3), (4) була розв’язана методом послідовних наближень Нелдера – Міда, за яким виведені формули для визначення складових критерія оптимізації (1).

Оптимізація режиму роботи холодильної установки є завершальним етапом комплексної оптимізації системи охолодження плодоовочесховищ.

За даних, які входять на цьому етапі оптимізації, виведені математичні залежності для розрахунку всіх складових цільової функції, з урахуванням ексергетичних втрат, як критерію термодинамічної ефективності. Визначені проміжні вартості ексергії між зонами.

Для оптимізації холодильної установки врахований оптимальний повітроохолоджувач, який визначений за модульним принципом.[4] Як константа модуля обрана загальна довжина пучка труб, а не загальна зовнішня поверхня, при цьому залишається константою для даного діаметра труби внутрішня поверхня, а зовнішня змінюється за варіації кроку оребрення.

Для визначення температури кипіння тиску хладагенту (T_o) розглянемо схему руху тепломаєобмінних середовищ в повітроохолоджувачі.

Охолодження повітря в повітроохолоджувачі (ΔT_b) є незалежною змінною, а температура повітря, що надходить в повітроохолоджувач дорівнює температурі повітря в камері ($T_{b1} = T_{\text{кам}}$). Втрата ексергії при необоротному процесі переході теплоти (Q_o) з рівня температури охолод-

жуваного об'єкта ($T_{\text{кам}}$) на рівень середньої температури повітря в повітроохолоджувачі ($T_{\text{св}}$) складе

$$\Delta e_{\text{охл}} = Q_{\text{охл}} \cdot \left(\frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{св}}} - \frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{кам}}} \right) \quad (5)$$

Вираз для зведеної холодопродуктивності установки має вид:

$$e_{\text{охл}} = Q_{\text{охл}} \cdot \left(\frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{кам}}} - 1 \right) \quad (6)$$

Кількість ексергії, що підводиться до електродвигуна вентилятора повітроохолоджувача від зовнішнього джерела визначаємо за формулою:

$$e_{\text{в}} = \frac{V_n \cdot H_{\text{в}}}{10^3 \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{ве}}} \quad (7)$$

де витрата повітря через повітроохолоджувач :

$$V_n = \frac{Q_{\text{охл}}}{\rho_{\text{сн}} \cdot C_{\text{сн}} \cdot \Delta T_{\text{в}}} \quad (8)$$

$H_{\text{в}}$ - витрата напору в повтровоохолоджувачі, Па.

Значення витрати напору визначається за програмою оптимізаційного розрахунку повітроохолоджувача.

Вираз для визначення ексергії, яка підводиться до вентилятора повітроохолоджувача від зовнішнього джерела має вигляд:

$$e_{\text{з2}} = \frac{Q_{\text{охл}} \cdot H_{\text{в}}}{10^3 \cdot \rho_{\text{сн}} \cdot \Delta T_{\text{в}} \cdot C_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{ве}}} \quad (9)$$

Електродвигуни вентилятора повітроохолоджувача розташовані в межах охолоджуваного об'єкта, тому теплове навантаження повітроохолоджувача повинна бути визначена з урахуванням тепла, внесеного електродвигуном:

$$Q_{\text{во}} = Q_{\text{охл}} + e_{\text{з2}} \quad (10)$$

В цьому випадку кількість ексергії, споживаної повітроохолоджувачем визначаємо за формулою:

$$e_{\text{во}} = \frac{e_{\text{охл}}}{\left(\frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{кам}}} - 1 \right)} \cdot \frac{H_{\text{в}}}{10^3 \cdot \rho_{\text{п}} \cdot \Delta T_{\text{в}} \cdot C_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{ве}}} - H_{\text{в}} \quad (11)$$

Втрата ексергії при необоротному процесі переходу теплоти ($Q_{\text{по}}$) з рівня середньої температури повітря в повітроохолоджувачі ($T_{\text{св}}$) на рівень кипіння хладагента (T_0) складе:

$$\Delta e_{\text{во}} = Q_{\text{по}} \cdot \left(\frac{T_{\text{ос}}}{T_0} - \frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{кам}}} \right) \quad (12)$$

Для розрахованих оптимізованих повітроохолоджувачів для плодоовочесховищ за модульним принципом з варіюванням конструктивних параметрів визначають в циклі витрату повітря.

Розрахункове значення об'ємної витрати повітря, яке залежить від значення підохолодження повітря в повітроохолоджувачі ($\Delta T_{\text{в}}$). Значення останнього приводить до зменшення площі поверхні $F_{\text{по}}$ апаратів. Температурний напор є залежною змінною та визначається за формулою:

$$\theta_o = \frac{Q_{\text{по}}}{k_{\text{по}} \cdot F_{\text{по}}} \quad (13)$$

Зменшення площі поверхні $F_{\text{по}}$ апаратів може бути досягнене за рахунок зниження температури кипіння холодильного агента.

Втрату ексергії на кожній стадії в конденсаторі визначимо по залежностях:

- зона зняття перегріву:

$$\Delta e_{\text{пр}} = G \cdot (i_2 - i_3) \cdot (-1) \left(1 - \frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{сн2}}} \right) \quad (14)$$

- зона конденсації:

$$\Delta e_{\text{кон}} = G \cdot r_{\text{к}} \cdot \left(1 - \frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{к}}} \right) \quad (15)$$

- зона переохолодження рідкого холодоагенту:

$$\Delta e_{\text{кпк}} = G \cdot (i_4 - i_5) \cdot \left(1 - \frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{сж2}}} \right) \quad (16)$$

Вираз для втрат ексергії при дроселюванні через регулюючий вентиль:

$$\Delta e_{\text{др}} = G \cdot T_{\text{ос}} \cdot C_{\text{сж1}} \left(\frac{T_3}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_3}{T_0} \right) \quad (17)$$

Механічні втрати (на тертя) у механізмі компресора визначаються формулою:

$$\Delta e_{\text{мк}} = P_{\text{тр}} \cdot V_h \quad (18)$$

де $P_{\text{тр}}$ - питомий тиск сил тертя (залежно від типу робочого тіла), Па; V_h – об'єм, описуваний поршнями компресора, м³/сек.

Кількість ексергії e_{11} , яке повинне бути підведене до електродвигуна компресора (тобто споживана їм потужність) визначиться підсумовуванням потоку ексергії e_1 , що виходить із зони 1 і втрат ексергії в цій зоні:

Складаючи ексергію e_3 , що виходить із зони 1, і втрати ексергії в цій зоні, знайдемо ексергію, яку потрібно підвести до електродвигуна компресора (споживана потужність):

$$e_{11} = \frac{e_1 + \Delta e_{\text{пр}} + \Delta e_{\text{кпк}} + \Delta e_{\text{кон}} + \Delta e_{\text{др}} + \Delta e_{\text{мк}}}{\eta_{\text{ке}}} \quad (19)$$

де $\eta_{\text{ке}}$ - коефіцієнт корисної дії. електродвигуна компресора і його передачі.

Потужність, споживану електродвигуном насоса 13 визначимо за формулою:

$$e_{13} = \frac{Q_K \cdot H_w}{(c_w \cdot \gamma_w \cdot \Delta T_w \cdot \eta_w - b_1 \cdot H_w) \cdot \eta_{\text{дв}}} \quad (20)$$

де b_1 - коефіцієнт, що враховує, яка частина механічної енергії перетворюється в теплоту на шляху від насоса до конденсатора;

H_w - тиск, який створюється насосом охолодженого середовища (води):\

η_w - к.к.д насоса охолоджуючої води;

$\eta_{дв}$ - к.к.д. електродвигуна цього насоса

Кількість ексєргії, яким повинен володіти потік холодоагенту на вході в повітроохолоджувач, тобто кількість ексєргії, що входить в третю зону термoeкономіческой моделі складе:

$$e_3 = Q_{по} \cdot \left(\frac{T_{oc}}{T_o} - 1 \right) \quad (22)$$

Визначаємо потік ексєргії, яка виходить з першої зони з врахуванням

$$e_1 = e_3 + \Delta e_{п} \quad (23)$$

Величина втрати ексєргії ($\Delta e_{п}$) при необоротному переході кількості теплоти перегріву ($Q_{п}$) з рівня середньої температури робочого тіла ($T_{сп1}$) на рівень температури навколишнього середовища (T_{oc}) складе:

$$\Delta e_{п} = Q_{п} \cdot \left(\frac{T_{oc}}{T_{сп1}} - 1 \right) \quad (24)$$

Кількість ексєргії, підведеної до електродвигуна парового зволожувача складе:

$$e_{пу} = \frac{Q_{пз} \cdot H_{зв}}{(c_w \cdot \gamma_w \cdot \Delta T_{зв} \cdot \eta_w - H_{зв}) \cdot \eta_{дв}} \quad (25)$$

При оптимізації режимів роботи холодильної установки уточнюється температурний напір повітроохолоджувача та конденсатора відповідно.

Величини z_{ij} пропорційні вартості C_{ij} відповідного елемента встаткування. У свою чергу, вартість C_{ij} залежить від розрахункового навантаження на даний пристрій. У першому наближенні ці залежності можна вважати лінійними.

Вартість кожного елемента обладнання представлена у вигляді поліноміальних рівнянь:

$$C_{ij} = A_{ij} + B_{ij} \cdot X_{ij} \quad (26)$$

Величини X_{ij} представляють собою сумарну характеристику, через яку вибиралося відповідне обладнання; A_{ij}, B_{ij} – емпіричні коефіцієнти

Остаточний вираз для цільової функції стосовно до розглянутої холодильної установки складе з врахуванням ночного, полупікового та пікового тарифів складе:

$$PV = (C_{ел}(e_{11} + e_{13} + e_{32} + e_{42}) + C_w V_{сва} + z_{11} + z_{12} + z_{13} + z_{31} + z_{32} + z_{42}) \tau_p \quad (27)$$

де $V_{сва}$ об'ємна витрата свіжої води.

Визначення проміжної вартості ексєргії між зонами можливо за формулою:

$$\lambda_{ij} = \left[(e_{11} + e_{13}) \cdot C_{ел} + C_w V_{сва} + z_{11} + z_{12} + z_{13} \right] / e_1 \quad (28)$$

Ми враховували, що, на відміну від таких величин, як витрата води чи електроенергії, які змінюються безперервним чином, вартість устаткування і, відповідно, величини нормативних відрахувань змінюються дискретно. Наприклад, при можливості вибору з десяти компресорів різної потужності і вартості величина z_{11} приймає десять різних значень. Тому повний цикл мінімізації приведених витрат проводиться в два етапи таким чином.

Спочатку мінімізуємо величину PV , вважаючи всі змінні, в тому числі і z_{ij} , безперервними (назвемо цей етап першого циклом мінімізації). Потім, визначивши оптимальні значення всіх параметрів, вибираємо найближчі до оптимальним значення z_{ij} з наявного в наявності дискретного ряду значень цих величин. Зафіксувавши обрані значення z_{ij} , проводимо мінімізацію повторно (рахуючи тепер z_{ij} постійними). Назвемо цей етап другим циклом мінімізації. У другому циклі мінімізації визначається оптимальний режим роботи конкретної установки, обладнаної вибраними пристроями. Якщо ж оптимізується робота вже укомплектованої холодильної уста - новки, то необхідність у першому циклі мінімізації відпадає.

У другому циклі мінімізації величина F для теплообмінного обладнання передбачається заданою. Тому температурний напір тепер не є незалежним параметром, а визначається за формулою (13) для повітроохолоджувача та за формулою (29) для конденсатора.

$$\Theta_k = \frac{Q_k}{k_k \cdot F_k} \quad (29)$$

В роботі при вирішенні задач оптимізації був використаний чисельний метод, який не вимагає диференціювання цільової функції, на відміну від рішень, в яких використовуються класичні методи диференціального і варіаційного обчислення

III. ВИСНОВКИ

Для кожного набору основних величин, що характеризують режим роботи установки (температура охолоджуючої води, температура переохолодження робочого тіла в конденсаторі і т.п.) обчислювалися оптимальні значення параметрів.

З розрахунків випливає, що змінна частина приведених витрат в області допустимих значень параметрів може варіюватися на 9 -13%.

Отримані залежності рішення термoeкономічної моделі оптимізації одноступеневої установки можливо застосувати для підвищення ефективності, як системи охолодження плодоовочесховищ, так у системах кондиціонування повітря шляхом мінімізації величини приведених витрат.

Результати досліджень були використані Інженерно-технологічним інститутом «Біотехніка» Національної академії аграрних наук України при роботі над темою «Розробити наукові та інженерно-технологічні основи створення багатоцільових біолого-кліматичних комплексів нового покоління для одержання та зберігання препарату захисту рослин, фізичного моделювання технологій захисту рослин».

Розроблена термoeкономічна модель оптимізації режимів роботи та при проектуванні сучасних систем кондиціонування повітря фірмами «Ейр Інжинірінг» (м.Київ), ТОВ «МТЕСН СЕРВІС» (м.Харків), МПП «СМК» (м.Керч).

ЛІТЕРАТУРА

1. **Оносковский В.В.** Моделирование и оптимизация холодильных установок. – Ленинград: Издательство Ленинградского университета, 1990. – 205 с.

N.V. Zhikhareva

Odessa National Academy of Food Technologies, Dvoryanskaya st., 1/3, Odessa, 65082

MATHEMATICAL ASPECTS OF FRUIT-AND VEGETABLE STOREHOUSE REFRIGERATING UNIT THERMOECONOMIC ANALYSIS

Mathematical aspects of fruit-and vegetable storehouse refrigerating unit operating mode thermoeconomic analysis are considered in the study. The values of exergy flow and exergy losses on the example of direct cooling refrigerating unit are determined.

Keywords: optimization – operating modes – refrigerating unit – thermoeconomic model – exergy – exergy losses.

REFERENCES

1. **Onosovskiy V.V.** Modelirovanie i optimizatsiya kholodilnikh ustanovok. – Leningrad: Izdatel'stvo Leningradskogo universiteta, 1990. – 205 p.
2. **Grachev Yu.G.** Osnovy optimizatsii sistem konditsionirovaniya mikroklimat. – Perm': izd. Perm. politekn. instituta, 1987, 80 p.+ 1 vkl.
3. **Al-Akhras Gassan.** Teplofizicheskie aspekty kholodil'nogo khraneniya plodoovoshchnoy produktsii v usloviyakh zharkogo klimata. Avtoref dis. kand. tekhn. nauk.– Odessa, 1999, 23 p.
3. **Zhikhareva N.V., Khmelniuk M.G.** Povyshenie effektivnosti sistemy okhlazhdeniya plodoovo-

2. **Грачев Ю.Г.** Основы оптимизации систем кондиционирования микроклимата.-Пермь, изд. Перм, политехн.ин-та, 1987, 80с.+ 1 вкл.

3. **Аль-Ахрас Гассан.** Теплофизические аспекты холодильного хранения плодоовощной продукции в условиях жаркого климата. Автореф дис. канд. техн. наук.– Одесса, 1999, 23 с.

4. **Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г.** Повышение эффективности системы охлаждения плодоовощехранищ. – Вестник международной академии холода 2013. – Вып 4 – с. 16-20.

5. **Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г.** Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодоовощеховищ. – Холодильна техніка та технологія – 2012. № 5 (139) – с. 16-20.

6. **Жихарева Н.В., Хмельнюк М.Г.** Термодинамічний аналіз ефективності судових холодильних установок. Електронне видання «Вісник Національного університету кораблебудування»: Миколаїв. НУК, – 2012. №2. Режим доступу: <http://ev.nuos.edu.ua/ua/issue?issueId=17919>

shchekhranish. – Vestnik mezhdunarodnoy akademii kholoda, 2013. – Vyp. 4 – p. 16-20.

4. **Zhikhareva N.V., Khmelniuk M.G.** Optimizatsiya rezhimu roboti kholodil'noy ustanovki plodoovoshchekhovishch. – Kholodil'na tekhnika ta tekhnologiya – 2012. № 5 (139) – p. 16-20.

5. **Zhikhareva N.V., Khmelniuk M.G.** Termodinamichnij analiz effektivnosti sudovih kholodil'nikh ustanovok. Elektronne vidannja «Visnik Nacional'nogo universitetu korablebuduvannja»: Mikolaïv. NUK, – 2012. №2. Rezhim dostupu: <http://ev.nuos.edu.ua/ua/issue?issueId=17919>

Отримана в редакції 07.02.2014, прийнята до друку 04.03.2014