ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК 621.574 , 621.565.45, 66.045.5

Вибір переохолоджувача конденсату парокомпресорної холодильної машини

***Я. Г. Двойнос*[1]✉, *О. І. Італьянцев*[2]**
[1,2] Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», пр. Перемоги, 37, Київ, 03056, Україна
✉ e-mail: [1]0507293553@ukr.net
ORCID: [1]http://orcid.org/0000-0002-2025-2809

Зменшення питомих енерговитрат парокомпресорної холодильної машини шляхом встановлення внутрішнього теплообмінника переохолодження конденсату дозволяє отримати економію енергоресурсів протягом тривалого періоду експлуатації, і разом з цим, збільшує вартість обладнання, тому уточнення розрахунку переохолоджувача і аналіз його роботи важливі. Роботу присвячено аналізу існуючих конструкцій переохолоджувача, вибору критеріїв оцінки ефективності встановлення даного теплообмінного обладнання. Розраховано для умов числового експерименту значення теоретичного коефіцієнта термодинамічної ефективності циклу. З використанням програмного забезпечення «EmersonClimate Technologies SELECT 7 (V.7.0)» отримано значення коефіцієнта термодинамічної ефективності циклу з переохолоджувачем, наближені до реального процесу з врахуванням витрат при роботі компресора. Оцінено втрати роботи компресора на подолання гідравлічного опору теплообмінника переохолодження конденсату та отримано локальні значення прогнозованого коефіцієнта термодинамічної ефективності роботи парокомпресорної холодильної машини в залежності від питомої теплової потужності переохолоджувача. Для умов числового експерименту обрано конструкцію переохолоджувача – пластинчастий теплообмінник з гладкою поверхнею пластин, гідродинамічний режим та визначальні розміри (зазор між пластинами), зроблено припущення та проведено серію числових експериментів з розрахунку локальних значень прогнозованого коефіцієнта термодинамічної ефективності від довжини каналів по паровій фазі. Аналіз результатів дозволив визначити оптимальну довжину теплообмінника, якій відповідає максимальне значення прогнозованого коефіцієнта термодинамічної ефективності. Подальше зростання довжини теплообмінника-переохолоджувача призводить до зростання витрат компресора на подолання його гідравлічного опору і прогнозована ефективність машини зменшується. Результати роботи можуть бути використані при проектуванні нового холодильного обладнання, або модернізації існуючого для визначення геометричних розмірів та гідродинамічних режимів теплообмінника-переохолоджувача конденсату.

Ключові слова: *Регенератор; Парокомпресорна холодильна машина; Економія енергоресурсів; Енергоефективність; Термодинамічний аналіз*

doi: https://doi.org/10.15673/ret.v57i1.1975

© The Author(s) 2021. This article is an open access publication
This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)
http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/

1. Вступ

Використання внутрішньої регенерації тепла в парокомпресорній холодильній машині широко використовується в низькотемпературних процесах, де збільшення ступеня термодинамічної досконалості парокомпресорної холодильної машини (ПКХМ) може складати до 5% [1]. Крім того, ви-

користання регенеративного переохолоджувача конденсату (регенератора, внутрішнього теплообмінника, переохолоджувача) дозволяє збільшити температуру парів на лінії всмоктування в компресор, що зменшує навантаження на компресор і дозволяє використати нестандартні режими і фреони для отримання низьких температур [2]. З огляду на вищесказане тема роботи є актуальною з точки зору покращення енергоефективності холодильної техніки.

2. Аналіз літературних даних і постановка проблеми

Для оптимізації вибору конструкції та параметрів роботи регенератора останнім часом використовуються сучасні системи CFD (Computational Fluid Dynamics modeling) [3], які дозволяють проводити імітаційні випробування та отримувати необхідні для інженерного розрахунку закономірності. Кількісна оцінка ефекту від встановлення регенератора різниться, але найбільш поширені два методи оцінки, по додатковій холодопродуктивності [1]:

$$\%\Phi = \frac{T_E \Delta S}{q_E}, \qquad (1)$$

де q_E – питома холодопродуктивність ПКХМ без регенератора, Дж/кг; T_E – температура кипіння, К; ΔS – зміна ентропії при дроселюванні, Дж/(кг·К). Теоретично, при охолодженні конденсату до температури кипіння витрати на дроселювання будуть дорівнювати нулю і ефект від збільшення розмірів регенератора теж нульовий.

Метод оцінки по ступеню термодинамічної досконалості, або ексергетичному коефіцієнту корисної дії найбільш поширений не тільки для регенератора, а і економайзера, зовнішнього переохолоджувача [4, 5], в роботах поєднані натурні, числові та імітаційні методи моделювання.

Схему та цикл ПКХМ з регенератором наведено на рис. 1, основні залежності і порядок розрахунку теоретичної ефективності встановлення регенератора аналогічні до [6].

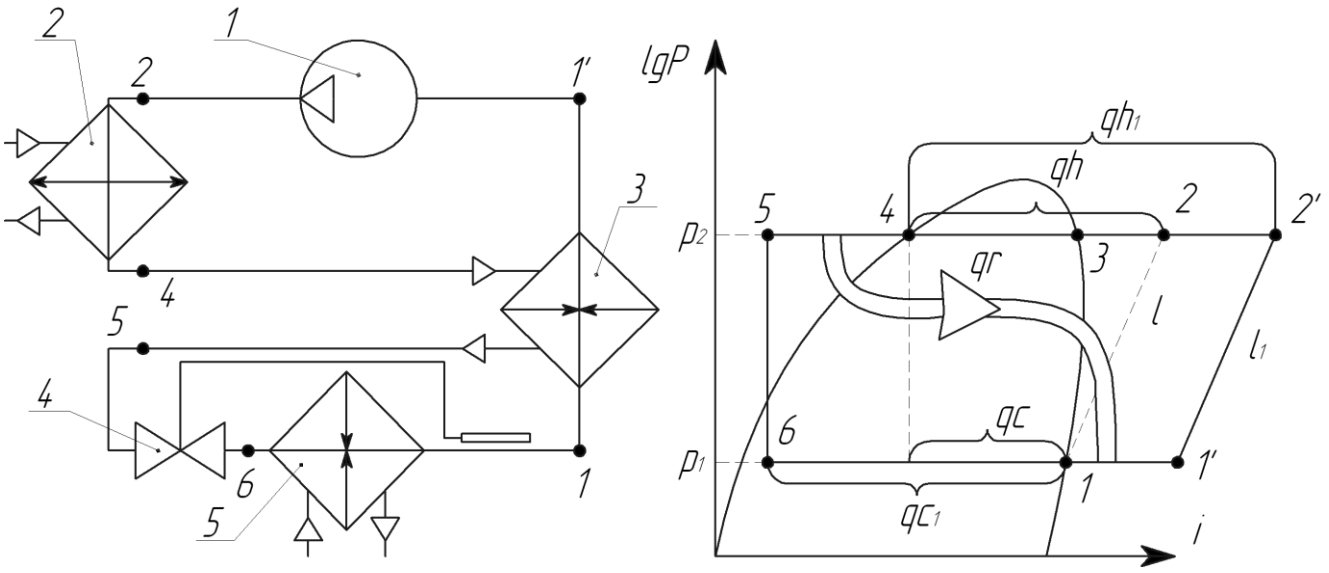


Рисунок 1 *– Схема та цикл ПКХМ з регенератором:*
1 – компресор; 2 – конденсатор; 3 – регенератор; 4 – дросель; 5 – випарник

Холодильний коефіцієнт ПКХМ:

$$COP_{real} = \frac{q_c}{l} = \frac{q_h - l}{l} = \frac{q_h}{l} - 1, \qquad (2)$$

де q_c – питома теплота, що підводиться до фреону у випарнику, Дж/кг; l – зовнішня питома робота, яка підводиться до фреону у компресорі, Дж/кг; q_h – питома теплота, яка відводиться від фреону у конденсаторі, Дж/кг.

Теоретична повна робота компресора за умови адіабатного стиснення без переохолодження конденсату ($q_r = 0$), Дж/кг:

$$l_{1-2} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \qquad (3)$$

де k – коефіцієнт адіабати фреону; R – газова стала для фреону, Дж/(кг·К); p_1, p_2 – тиск фреону на всмоктуванні та нагнітаючому патрубку компресора, Па.

Теоретична повна робота компресора за умови адіабатного стиснення з переохолодженням конденсату ($q_r > 0$), Дж/кг:

$$l_{1-2'} = \frac{k}{k-1} R \left[T_1 + \frac{q_r}{Cp_{T_1}} \right] \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \qquad (4)$$

де Cp_{T1} – середня теплоємність парів фреону в діапазоні температур на вході та виході з регенератора, К.

Питома теплота, яка відводиться від фреону у конденсаторі ($q_r > 0$), Дж/кг.

$$q_{h1} = q_h + Cp_{T_2} \left(T_{2'} - T_2 \right), \qquad (5)$$

де Cp_{T2} – середня теплоємність конденсату фреону в діапазоні температур на вході та виході з регенератора, К.

$$T_{2'} = \left(T_1 + \frac{q_r}{Cp_{T_1}} \right) \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \qquad (6)$$

3. Оцінка ефективності використання регенератора у ПКХМ

Теоретичну ефективність встановлення регенератора можна оцінити по зміні термодинамічної ефективності холодильної машини від питомої теплової потужності регенератора, та представити як функцію:

$$\eta = \frac{COP_{real}}{COP_{Karno}} = f\left(q_r\right), \qquad (7)$$

де COP_{Karno} – холодильний коефіцієнт ПКХМ за циклом Карно по температурам конденсації і кипіння фреону. При цьому теоретичний діапазон зміни q_r від 0 до Cp_{T1} ($T_3 - T_4$), Дж/кг.

Проведемо чисельний експеримент для фреону R22: молярна маса M = 86,47·10^{-3} кг/моль; R_{R22} = 96,2 Дж/(кг·К): T_3 = 25°С (298 К); T_1 = -25°С (248 К).

Скориставшись програмою розрахунку теплофізичних параметрів фірми SOLVAY [7]:

p_1 = 0,201 МПа; Cp_{T1} = 0,6517 кДж/(кг·К); $k_1(p = 0{,}201; T = -25)$=1,173; s_1 = 1791,7 кДж/(кг·К); h_1 = 394,86 кДж/кг; p_3 = 1,044 МПа; Cp_{T3} = 0,8693 кДж/(кг·К); $h3$ = 412,93 кДж/кг.

По (6): T_2 = 52,8°С; k_2 (s_1 = 1791,7) = 1,135; h_2 = 436,11 кДж/кг; $k_{1\text{-}2}$ = (k_1 + k_2)/2 = 1,154; $h_4(T_2, p_2)$ = 230,46 кДж/кг.

По (5):

$q_h = h_2 - h_4$ = 436,11 – 230,46 = 205,65 кДж/кг.

З (3):

$$l_{1-2} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = 43969 \quad \text{Вт/кг.}$$

Теоретичний холодильний коефіцієнт для наведеного циклу

$$COP_{theor} = \frac{q_h}{l} - 1 = 3{,}68.$$

Холодильний коефіцієнт за циклом Карно по температурам конденсації і кипіння фреону:

$$COP_{Karno} = \frac{T_1}{T_3 - T_1} = 4{,}963.$$

Теоретична ефективність циклу ПКХМ з регенератором:

$$\eta_{theor}\left(q_r = 0\right) = \frac{COP_{theor}}{COP_{Karno}} = \frac{3{,}68}{4{,}963} = 0{,}741.$$

Враховуючи незначну зміну теплоємностей в діапазоні роботи регенератора

$Cp(T_1$ = -25°С, p_1 = 0,201 МПа) = 0,6517;
$Cp(T_4$ = 25 °С, p_1 = 0,201 МПа) =0,6778

можна зробити припущення про незмінність коефіцієнту адіабати та значень теплоємності робочого тіла в діапазонах використання регенератора. Використано програмне забезпечення Python 2.7 для автоматизації розрахунків (2)-(7). Отримано серію локальних значень теоретичної ефективності циклу ПКХМ з регенератором від питомої теплової потужності встановленого регенератора (див. рис.2).

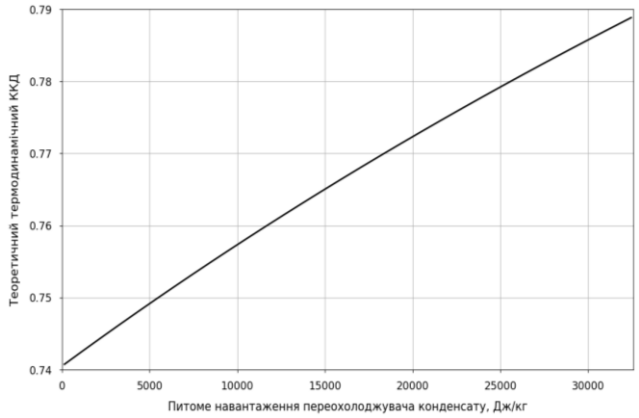


Рисунок 2 *– Графік локальних значень теоретичної ефективності циклу ПКХМ з регенератором від його питомої теплової потужності для умов чисельного експерименту*

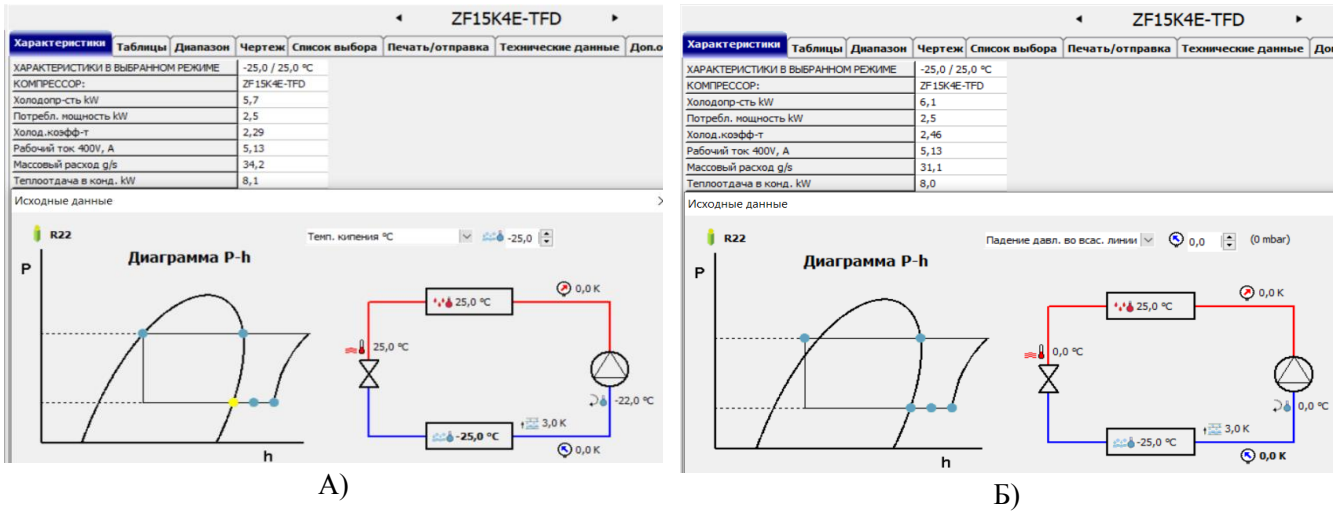
Реальні процеси в ПКХМ мають такі основні відмінності від теоретичних: дійсна питома робота стиснення відрізняється від теоретичної для адіабатного процесу і може бути визначена, Вт/кг:

$$l_a = \eta_{ind}\eta_{mech}l_{1-2'} = 0,66l_{1-2'}, \qquad (8)$$

де η_{ind} – індикаторний ККД, для обраних умов приймаємо 0,79 [8]; η_{mech} – ККД перетворення електричної енергії у механічну та подолання сил тертя, у герметичному спіральному сучасному компресорі для обраних умов приймаємо 0,84 [8].

Обрані значення для ККД компресора добре корелюються з даними фірми DWM Copeland , наприклад для моделі компресора *ZF15K4E-TFD* [9], (рис. 3), ККД перетворення електричної енергії у роботу стиснення в компресорі за обраних умов циклу без регенератора склав

$$\eta_{ind}\eta_{mech} = \frac{COP_{real}}{COP_{theor}} = \frac{2,29}{3,68} = 0,622.$$



А) Б)

Рисунок 3 *– Результат роботи програми розрахунку холодильного коефіцієнту (COP) компресора у програмі Emerson Climate Technologies SELECT 7 (V.7.0) для ПКХМ з регенератором (Б) і без регенератора (А) для обраних умов чисельного експерименту*

Відповідно, ефективність циклу ПКХМ з врахуванням витрат у компресорі, без регенератора

$$\eta_{real}\left(q_r = 0\right) = \frac{COP_{real(q_r=0)}}{COP_{Karno}} = \frac{2,29}{4,963} = 0,461.$$

При використанні регенератора за обраних умов ефективність циклу ПКХМ:

$$\eta_{real}\left(q_r > 0\right) = \frac{COP_{(q_r>0)}}{COP_{Karno}} = \frac{2,46}{4,963} = 0,496.$$

Реальний процес з регенератором має суттєву розбіжність з теоретичним через гідравлічний опір регенератора (рис. 4).

Конструкція регенератора і режими його роботи критичні до гідравлічного опору по паровій фазі. Відомі конструкції регенератора – труба для пари з капіляром посередині, спаяні для теплообміну труби, теплообмінники типу «труба в трубі», кожухозмійовикові та кожухотрубні теплообмінники [10, 11]. Недоліком таких конструкцій є мала питома теплообмінна поверхня ($м^2/м^3$), тому перспективним є використання конструкції пластинчастого теплообмінника [12], адаптованого для теп-

лообміну газ-рідина. Схему руху теплоносіїв такого теплообмінника показано на рис. 5.

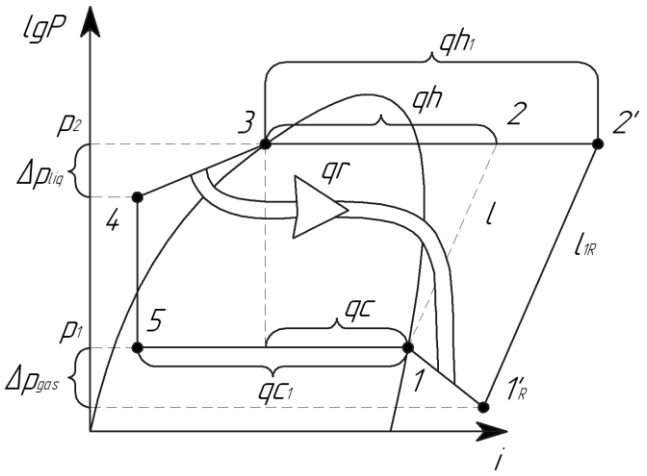


Рисунок 4 *– Схема та цикл ПКХМ з регенератором і врахуванням гідравлічних втрат у регенераторі, Δp_{liq} – перепад тиску у регенераторі по конденсату (переохолоджується), Δp_{gas} – перепад тиску по паровій фазі (перегрівається)*

Для прийнятих умов циклу ПКХМ розглянуто використання регенеративного теплообмінника, (δ = 0,001 м), при цьому пластини виконано гладкими.

Еквівалентний (гідравлічний) діаметр зазору між пластинами [13], м: $d_l = 2\delta$.

Середня швидкість потоку між пластинами, м/с

$$W = \frac{\mathrm{Re}\,\nu}{d_l} = \frac{G}{\rho B \delta}, \qquad (9)$$

де Re – критерій Рейнольдса; *v* – кінематична в'язкість фреону в регенераторі, м^2/с; *G* – масова продуктивність фреону, кг/с;.

Теоретичне значення гідравлічного опору [13] без врахування втрат тиску у колекторі, Па:

$$\Delta p = \frac{f L \rho W^2}{2 d_l}, \qquad (10)$$

де *f* – коефіцієнт тертя; ρ – густина фреону за обраних умов, кг/м^3.

$$f_{\mathrm{Re}<2300} = \frac{64}{\mathrm{Re}};\ f_{\mathrm{Re}\geq 2300} = \frac{1{,}22}{\mathrm{Re}^{0{,}252}};\ f_{4000>\mathrm{Re}\geq 10000} = \frac{0{,}3164}{\mathrm{Re}^{0{,}25}} \qquad (11)$$

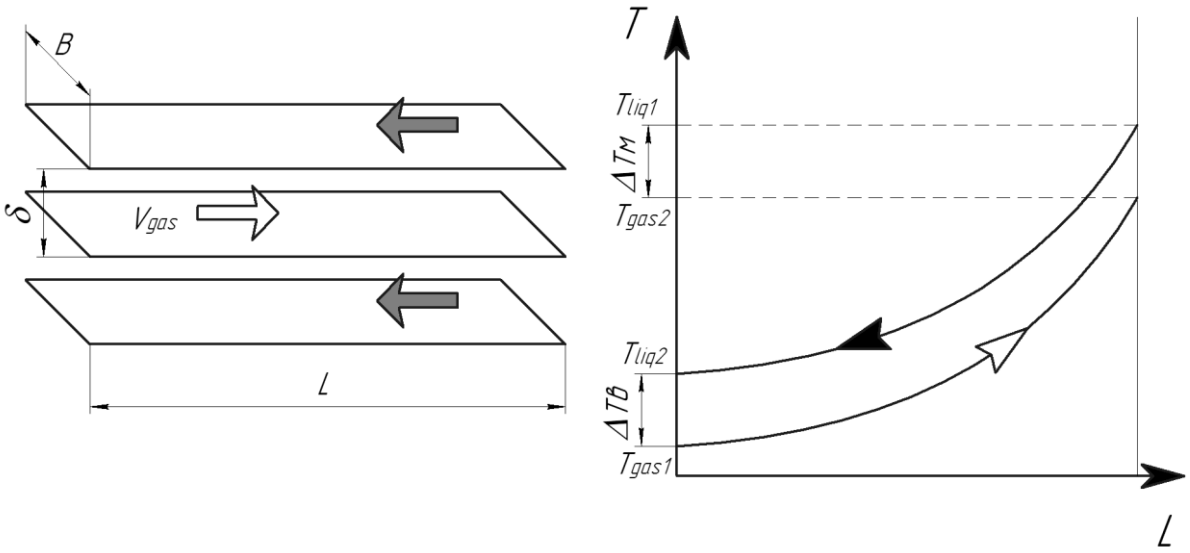


Рисунок 5 *– Схема руху теплоносіїв у регенераторі і умовні позначення в схемі*

Для перехідного режиму може бути використано лінійну інтерполяцію.

Питомі втрати потужності компресора на подолання гідравлічного опору регенератора оцінено, Вт:

$$l_{add_komp} = \frac{\Delta p}{\rho}\eta_{ind}\eta_{mech}. \qquad (12)$$

Коефіцієнт теплопередачі між рідкою та паровою фазами розраховувався з припущенням

$$k \approx \alpha_{gas} = \frac{\mathrm{Nu}_{gas}\lambda_{gas}}{d_l},$$

де критерій Нуссельта:

$$\mathrm{Nu}_{\mathrm{Re}<2400} = 1,67\left(\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}\,\frac{d_l}{L}\right)^{0,4};$$
$$\mathrm{Nu}_{\mathrm{Re}\geq 2400} = 0,023\,\mathrm{Re}^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{0,3}. \quad (13)$$

Використавши програмне забезпечення Python 2.7 для автоматизації розрахунків (9)-(13), прийнявши G =1 кг/с, Re = 10000, та врахувавши реальну ефективність циклу ПКХМ отримано локальні значення для залежності ефективності реального циклу від гідродинамічного режиму руху парової фази у регенераторі і теплової потужності регенератора, рис. 6.

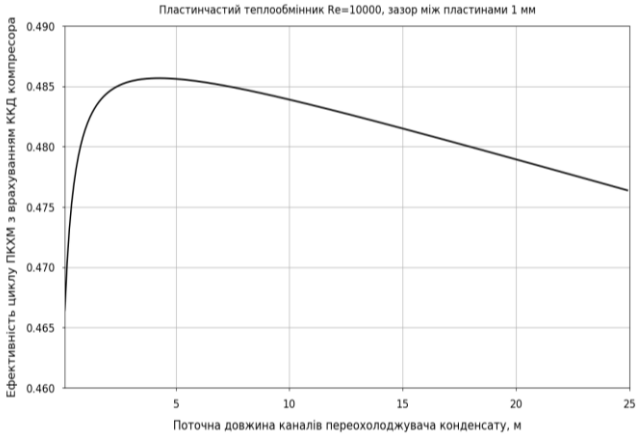


Рисунок 6 *– Розраховані локальні значення для визначення ефективності циклу ПКХМ при Re =100000, δ =1 мм від поточної довжини регенератора, м*

Для інженерної практики цікаві параметри регенератора довжиною 0,5 м. Результати розрахунку для нього: коефіцієнт тепловіддачі – 34,8 Вт/(м^{2}К); площа теплообміну за витрати 1 кг/с – 19,1 м^2; потужність регенератора за витрати 1 кг/с – 16465 Вт; ширина каналу за витрати 1 кг/с – 19,1 м; температура пари на виході з регенератора – 0,26 °С; середня швидкість пари у каналах регенератора – 6,17 м/с; довжина каналів – 0,5 м; гідравлічний опір – 206,7 Па; теоретична потужність на прокачування 1 кг фреону через регенератор – 24,41 Вт; ефективність циклу ПКХМ – 0,48 (без регенератора – 0,461). Збільшення ефективності ПКХМ на 2% для даних умов експлуатації є суттєвим.

Враховуючи значний перепад тиску між теплоносіями у паровій та рідкій фазах при виборі гофри для пластин теплообмінника слід використовувати шевронний тип, при цьому визначення кута і визначальних розмірів шевронів є важливою інженерною задачею.

4. Висновки

Запропоновано інженерну методику для оцінки ефективності встановлення переохолоджувача конденсату парокомпресорної холодильної машини. Встановлено, що оптимальний гідродинамічний режим в переохолоджувачі залежить від його теплової потужності і значення зазору між пластинами. Наведено приклад розрахунку, проаналізовано результати розрахунку.

Особистий внесок авторів CRediT

Двойнос А.Г.: концептуалізація, постановка проблеми та методологія дослідження, формальний аналіз результатів, написання – оригінальний проект. **Італьянцев О.І.:** візуалізація і обробка даних, програмне забезпечення та оформлення, написання – огляд та редагування.

Література

1. **Kaushik S.C., Singh M.** Thermodynamic evaluation of throttling loss in a vapour compression refrigeration system with a regenerative heat exchanger // International Journal of Ambient Energy. – 1993. – Vol. 14(3). – P. 155-166. *doi:10.1080/01430750.1993.9675609.*

2. Он-лайн консультація Дмитра Корнівец, інженера-консультанта фірми BITZER. URL: http://bitzer.ru/_tehnicheskaya_informaciya/19/74 (дата звернення 11.01.2021).

3. **Selbas R., Kizilkan O., Sencan A.** Thermo-economic optimization of subcooled and superheated vapor compression refrigeration cycle // Energy. – 2006. – Vol. 31(12). – P. 2108–2128. *doi:10.1016/j.energy.2005.10.015.*

4. **Ma G., Li X.** Exergetic optimization of a key design parameter in heat pump systems with economizer coupled with scroll compressor // Energy Conversion and Management. – 2007. – Vol. 48(4). – P. 1150-1159. *doi:10.1016/j.enconman.2006.10.007.*

5. **Mateu-Royo C., Navarro-Esbrí J., Mota-Babiloni A., Molés F., Amat-Albuixech M.** Experimental exergy and energy analysis of a novel high-temperature heat pump with scroll compressor for waste heat recovery // Applied Energy. – 2019. – Vol. 253. – P. 113504. *doi:10.1016/j.apenergy.2019.113504.*

6. **Доссат Рой Дж.** Основы холодильной техники / пер. с англ. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 520 с.

7. Програмне забезпечення фірми SOLKANE 8.0.0. URL:http://www.solvaychemicals.com/en/products/fluor/fluor_home.aspx (дата звернення 11.01.2021).
8. **Aprea C., Greco A.** Performance evaluation of R22 and R407C in a vapour compression plant with reciprocating compressor // Applied Thermal Engineering. – 2003. – Vol. 23(2). – P. 215-227. *doi:10.1016/s1359-4311(02)00160-6*
9. Програмне забезпечення Emerson Climate Technologies SELECT 7 (V.7.0). URL:https://climate.emerson.com/en-gb/tools-resources/copeland-select-software (дата звернення 11.01.2021).
10. **Якобсон В.Б.** Малые холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность, 1984. – 359 с.
11. **Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П.** Теплообменные аппараты холодильных установок. – Л.: «Машиностроение», 1973. – 328 с.
12. Технічні характеристики пластинчастого теплообмінника газ-рідина фірми Alfa Laval. URL: https://www.gidropotok.ru/upload/iblock/9e0/9e02c15033f41124a2ae7d8fd9c0c9fd.pdf (дата звернення 11.01.2021).
13. Справочник по теплообменникам: в 2-х т. Т.2 / Пер. с англ. под ред. **О.Г. Мартыненко и др**. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.

Отримана в редакції 17.01.2021, прийнята до друку 08.02.2021

The selection of regenerative subcooler of condensate for vapor-compression refrigeration machine

***Ya. Dvoinos*[1]✉*, O. Italiantsev*[2]**
[1,2] National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», 37, Prosp. Peremohy, Kyiv, 03056, Ukraine
✉ e-mail: [1]0507293553@ukr.net
ORCID: [1]http://orcid.org/0000-0002-2025-2809

Reducing the specific energy consumption of the vapor-compression refrigeration machine by installing an internal heat exchanger-subcooler of condensate, it allows to obtain energy resources savings over a long period of exploitation, and at the same time, increases the cost of equipment, so it is important to clarify the calculation of the subcooler and analyze its operation.The work is devoted to the analysis of the existing designs of the subcooler, the choice of criteria for evaluating the effectiveness of the implementation of this heat exchange equipment.Calculated for conditions of numerical experiment theoretical value of the coefficient of thermodynamic efficiency of the cycle.Using the software «Emerson Climate Technologies SELECT 7 (V.7.0)» obtained values of the coefficient of thermodynamic efficiency of the cycle for the subcooler close to the real process taking into account the costs of operation of the compressor. The losses in the compressor to overcome the hydraulic resistance of the heat exchanger-subcooler of condensate were assessed, and the local values of the predicted coefficient of thermodynamic efficiency of vapor-compression refrigeration machine depending on the specific heat capacity of the subcooler were obtained. For the conditions of the numerical experiment, the design of the subcooler was chosen the plate heat exchanger with a smooth surface of the plates, hydrodynamic mode and determining dimensions (gap between the plates).The assumptions and the series of numerical experiments ware performed to calculate the local values of the predicted coefficient of thermodynamic efficiency depending on the length of the channels in the vapor phase.The analysis of the results allowed to determine the optimal length of the heat exchanger, which corresponds to the maximum value of the predicted coefficient of thermodynamic efficiency.Further increase in the length of the heat exchanger leads to an increase in the energy consumption of the compressor to overcome its hydraulic resistance and the predicted efficiency of the machine decreases. The results of the work can be used in the design of new refrigeration equipment, or modernization of existing ones to determine the geometric dimensions and hydrodynamic modes of the heat exchanger-subcooler of condensate.

Keywords: *Regenerator; Vapor-compression refrigeration machine; Energy saving; Energy efficiency; Thermodynamic analysis*

References

1. **Kaushik, S.C., & Singh, M.** (1993) Thermodynamic evaluation of throttling loss in a vapour compression refrigeration system with a regenerative heat exchanger. *International Journal of Ambient Energy, 14(3), 155-166*. doi:10.1080/01430750.1993.9675609.
2. Online consultation with Dmytro Kornivets, engineer-consultant at BITZER. Retrieved January 11, 2021, from http://bitzer.ru/_tehnicheskaya_informaciya/19/74.
3. **Selbas, R., Kizilkan, O., & Sencan, A.** (2006) Thermoeconomic optimization of subcooled and superheated vapor compression refrigeration cycle. *Energy, 31(12), 2108-2128*. doi:10.1016/j.energy.2005.10.015.
4. **Ma, G., & Li, X.** (2007) Exergetic optimization of a key design parameter in heat pump systems with economizer coupled with scroll compressor. *Energy Conversion and Management, 48(4), 1150-1159*. doi:10.1016/j.enconman.2006.10.007.
5. **Mateu-Royo, C., Navarro-Esbrí, J., Mota-Babiloni, A., Molés, F., & Amat-Albuixech, M.** (2019) Experimental exergy and energy analysis of a novel high-temperature heat pump with scroll compressor for waste heat recovery. *Applied Energy, 253, 113504*. doi:10.1016/j.apenergy.2019.113504.
6. **Dossat, Roy J.** (1984) Fundamentals of refrigeration technology. *M.: Light and food industry, 520.*
7. SOLKANE 8.0.0 software. Retrieved January 11, 2021, from http://www.solvaychemicals.com/en/products/fluor/fluor_home.aspx.
8. **Aprea, C., & Greco, A.** (2003) Performance evaluation of R22 and R407C in a vapour compression plant with reciprocating compressor. *Applied Thermal Engineering, 23(2), 215-227*. doi:10.1016/s1359-4311(02)00160-6.
9. Emerson Climate Technologies SELECT 7 software (V.7.0). Retrieved January 11, 2021, from https://climate.emerson.com/en-gb/tools-resources/copeland-select-software.
10. **Jacobson, V.B.** (1984) Small refrigeration machines. *M.: Food industry, 359.*
11. **Danilova, G.N., Bogdanov, S.N., Ivanov, O.P.** (1973) Heat exchangers for refrigeration units. *L.: Mechanical Engineering, 328.*
12. Technical characteristics of the plate heat exchanger gas-liquid of Alfa Laval firm. Retrieved January 11, 2021, from https://www.gidropotok.ru/uload/iblock/9e0/9e02c15033f41124a2ae7d8fd9c0c9fd.pdf.
13. **Martynenko, O.G. et al.** (1987) Handbook on heat exchangers: in 2 volumes. *M.: Energoatomizdat, 352.*

Received 17 January 2021
Approved 08 February 2021
Available in Internet 11 February 2021