

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК 536.483.001.24(075)

Аналіз результатів з'єднання термодинамічних циклів парокompресорних холодильних машин*Г. К. Лавренченко*^{1✉}, *М.Б. Кравченко*^{2✉}, *Б.Г. Грудка*^{3✉}¹ТОВ «Інститут низькотемпературних енерготехнологій», а/с 188, Одеса, 65026, Україна^{2,3}Одеська національна академія харчових технологій, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082, Україна✉ e-mail: ¹lavrenchenko.g.k@gmail.com; ²kravtchenko@i.ua; ³bogdangennadievich@gmail.comORCID: ¹ <https://orcid.org/0000-0002-8239-7587>; ² <https://orcid.org/0000-0002-9310-2166>;³ <https://orcid.org/0000-0003-1200-5442>

Попереднє охолодження вперше використали в 1900 р. у зріджувачі повітря. Його демонстрував К. Лінде на міжнародній виставці. До складу зріджувача була введена аміачна холодильна машина для охолодження повітря до $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Пізніше попереднє охолодження стали застосовувати і в інших кріогенних установках. В останні роки зростає інтерес до попереднього охолодження в холодильних машинах. Попереднє охолодження вигідно застосовувати в з'єднаних термодинамічних циклах кріогенних установок і в системах, що складаються з двох парокompресорних холодильних машин – ПХМ. В системі двох ПХМ одна з них з невисокою холодопродуктивністю (ПХМІІ) переохолоджує рідкий холодоагент у більшій холодильній машині (ПХМІ) перед його дроселюванням. У статті наведено виведення формули, яка може використовуватися для оцінки можливості підвищення ефективності з'єднаних термодинамічних циклів. Показано, наскільки попереднє охолодження покращує характеристики системи «ПХМІ+ПХМІІ». Поставлено та розв'язано задачу оптимізації систем охолодження, що включають дві холодильні машини. Визначено оптимальні температури попереднього охолодження рідких холодоагентів R717 і R290 в ПХМІ, поряд з якими використовувалися додаткові ПХМІІ, що працюють на цих же холодоагентах. Відзначається зростання холодопродуктивності Q_c і коефіцієнта ефективності COP в системах машин типу R717/R717 і R290/R290. Більш значне зростання Q_c (на 34%) і COP (на 22,9%) забезпечувалося в машині типу R290/R600a. Їй за величиною показників дещо поступалася машина типу R717/R600a. Відзначається, що максимальні значення COP досягаються в діапазоні температур проміжного охолодження $-5\text{...}-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, хоча в ПХМІ холод виробляється на рівні $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Результати розрахунків підтверджують доцільність широкого застосування попереднього охолодження в холодильних машинах і кріогенних установках.

Ключові слова: З'єднані термодинамічні цикли парокompресорних холодильних машин (ПХМ); Попереднє охолодження; Коефіцієнт ефективності (COP); Максимум COP системи двох холодильних машин

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v55i5-6.1657>

© The Author(s) 2019. 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/>**Умовні позначення:** h – ентальпія (кДж/кг); l – питома робота (кДж/кг); m – масова витрата (кг/с); p – тиск (МПа); W – потужність (кВт). Q – холодопродуктивність (кВт); q – питома холодопродуктивність (кДж/кг); s – ентропія (кДж/кгК); T – температура (К); T^* – температура попереднього охолодження (К); Δ – різниця ентальпій (кДж/кг)

Нижні індекси: b – нормальна температура кипіння; c – охолоджений; C – критична точка; env – навколишнє середовище; $p.c$ – переохолодження.**Грецькі символи:** $\alpha_T = (dh/dp)_T$ – диференціальний ізотермічний дросель-ефект;**1. Вступ**

Попереднє охолодження потоків кріоагенту в будь-яких циклах або схемах за допомогою зовнішньої холодильної машини, що виробляє холод між температурами навколишнього середовища T_{env} і охолодження T_c , може застосовуватися для поліпшення їх показників.

Цей спосіб історично раніше стали використовувати в кріогенних установках. Дійсно, в 1900 р. на міжнародній промисловій виставці в Парижі вперше демонструвалася кріогенна установка для виробництва рідкого повітря, створена К. Лінде. У зріджувачі повітря застосовувався вакуумний регенеративний цикл з подвійним дроселюванням і циркуляцією частини потоку повітря високого тиску. В установку була включена аміачна холодильна машина для попереднього охолодження повітря, яке в ній зріджувалось, майже до температури -50°C [1, 2].

До попереднього охолодження дещо пізніше звернувся і Ж. Клод для підвищення ефективності більш складного по конструкції зріджувача повітря.

Попереднє охолодження різного виду стали використовувати практично у всіх кріогенних повітродозподільних установках [3, 4]. Його застосовують також в зріджувачі природного газу [5], установках для виробництва низькотемпературного рідкого діоксиду вуглецю [6].

Попереднє охолодження є принципово обов'язковим в водневих і гелієвих зріджувачах і рефрижераторах [4, 5]. Пояснюється це тим, що верхні температури інверсії дросель-ефекту водню і гелію істотно нижче температури навколишнього середовища T_{env} , а саме -69 і -233°C (204 і 40 K), відповідно.

Інтерес до попереднього охолодження рідкого холодоагенту в основній великій ПХМІ (парокомпресорна холодильна машина) перед його дроселюванням за допомогою невеликої по продуктив-

Абревіатури: C – конденсатор;

COP – коефіцієнт ефективності;

CM – компресор;

E – випарник;

HE – рекуперативний теплообмінник;

P.C – попереднє охолодження;

R – регенеративний теплообмінник;

TV – дросельний вентиль

ності ПХМІ став проявлятися тільки кілька років тому. Бродянський (1998) був першим, хто вказав на доцільність його застосування в системі двох ПХМ [7].

Дослідження останніх років, виконані Qureshi і Zubair (2012, 2013a, 2013b), показали, як за допомогою системи холодильних машин можна домогтися підвищення їх ефективності [8-10]. Результати, які це підтверджують, зумовили необхідність глибшого вивчення особливостей процесів попереднього охолодження.

Відзначимо, що іноді системи «кріогенна установка + холодильна машина» і «ПХМІ + ПХМІІ», де застосовується попереднє охолодження, неправильно називають каскадами. Зазначимо, що в каскадних установках, наприклад, холодильного типу, по-перше, в кожному каскаді застосовують різні холодоагенти, по-друге, в апаратах, які їх об'єднують (випарниках-конденсаторах) холод, вироблений в верхньому каскаді, витрачається для конденсації холодоагенту нижнього каскаду. Як буде показано, в системі холодильних машин ПХМІ і ПХМІІ, де здійснюється попереднє охолодження, досить ефективно може використовуватися один і той же холодоагент в двох ПХМ одночасно. Такі системи з попереднім охолодженням, включаючи кріогенні установки з холодильними машинами, Будневич (1966) запропонував називати системами із сполученими термодинамічними циклами [11].

Аналіз публікацій показав, що у використанні попереднього охолодження в циклах холодильних машин, наприклад, ПХМ, і кріогенних установок (КУ) виявляється багато спільного. Зупинимось детальніше на термодинамічних аспектах реалізованих процесів в з'єднаній системі «КУ + ПХМ». Обмежимося розглядом циклів, в яких відсутні технічні втрати. Це дозволяє прийняти такі припущення: стиснення кріоагенту в кріогенних установках проводиться в ізотермічних умовах, а стиснення холодоагентів в ПХМ відбувається ізентропно, тобто при $s = \text{const}$; в апаратах реалізуються ідеальні

процеси тепловіддачі і теплопередачі; відсутні гідравлічні опори і теплоприпливи з навколишнього середовища.

2. Термодинамічні характеристики кріогенно-регенеративного дросельного циклу, з'єднаного з циклом ПХМ

Розглянемо, як попереднє охолодження впливає на характеристики кріогенного газового регенеративного дросельного циклу.

Для цього виведемо формулу, яка покаже, якою мірою попереднє охолодження забезпечує зростання COP системи «кріогенна установка + холодильна машина» («КУ + ПХМ»). Після цього перейдемо до визначення показників системи, що складається з регенеративного дросельного циклу Лінде-Хемпсона і циклу ПХМ. У кріогенному циклі як робоче тіло застосовується азот, в холодильній машині – аміак. У такій кріогенній установці виробляється холод на рівні температури нормального кипіння азоту $T_b = T_c = 77,35 \text{ K}$, що обумовлюється тиском азоту при всмоктуванні його в компресор 0,1 МПа.

Покажемо, як за допомогою попереднього охолодження можна поліпшити характеристики газового регенеративного дросельного циклу.

Питома холодопродуктивність циклу, зображена на рисунку 1.

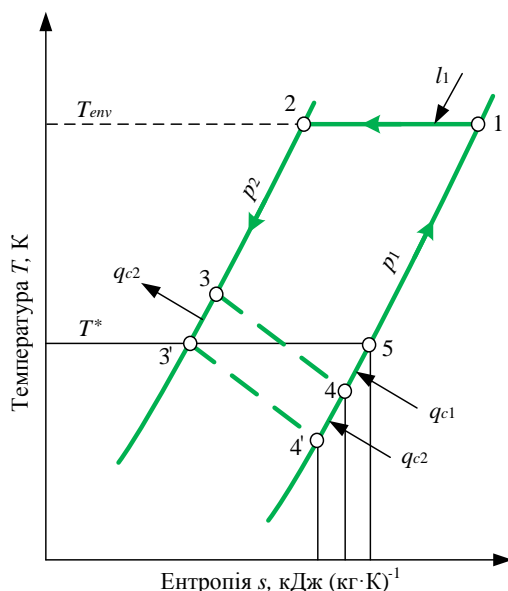


Рисунок 1 – Вид в T,s -координатах регенеративних газових дросельних циклів: без попереднього охолодження (1-2-3-4-5-1) і з його використанням (1-2-3'-4'-5-1)

$$q_{c1} = h_5 - h_4 = h_1 - h_2 = \Delta h_{T_{env}}, \quad (1)$$

де $\Delta h_{T_{env}}$ – інтегральний ізотермічний дросель-ефект при температурі навколишнього середовища T_{env} .

Вираз (1) впливає з умови реалізації в циклі регенеративного теплообміну робочого тіла між прямим потоком з тиском p_2 і зворотним – p_1 :

$$h_2 - h_3 = h_1 - h_5. \quad (2)$$

Перегрупування членів в (2) з урахуванням того, що $h_3 = h_4$, призводить до вираження (1).

У разі, коли відомі термічні і калоричні властивості робочого тіла циклу 1-2-3-4-5-1, наприклад, азоту, можна обчислити питому холодопродуктивність наступним чином:

$$q_{c1} = - \int_{p_1}^{p_2} \alpha_T dp = h_1 - h_2 = \Delta h_{T_{env}}, \quad (3)$$

де $\alpha_T = (dh/dp)_T$ – диференційний ізотермічний дросель-ефект.

Питома робота l_1 ізотермічного стиснення робочого тіла в процесі 1-2 може бути визначена за рівнянням, які використовують I-ий та II-ой закони термодинаміки:

$$T ds = dh - v dp. \quad (4)$$

З рівняння (4) після інтегрування отримуємо:

$$l_1 = \int_{p_1}^{p_2} v dp = \int_{h_1}^{h_2} dh - T_{env} \int_{s_1}^{s_2} ds = T_{env} (s_1 - s_2) - \Delta h_{T_{env}}. \quad (5)$$

Коефіцієнт ефективності циклу 1-2-3-4-5-1

$$(\text{COP})_1 = \Delta h_{T_{env}} / l_1. \quad (6)$$

Використовуючи вирази (3), (5) і (6), покажемо, як можна підвищити $(\text{COP})_1$ досліджуваного циклу.

З рисунку 1 видно, що питому холодопродуктивність можна збільшити на величину q_{c2} , якщо організувати попереднє охолодження робочого тіла в процесі 3-3' за допомогою зовнішньої холодильної машини типу ПХМ. В результаті вдасться після дроселювання робочого тіла в процесі 3'-4' забезпечити збільшення холодопродуктивності на величину $(h_4 - h_4')$. Сумарна питома холодопродуктивність циклу 1-2-3-3'-4'-5-1 в зв'язку з цим складає:

$$q_c = q_{c1} + q_{c2} = (h_5 - h_4) + (h_4 - h_4') = \Delta h_{T^*}, \quad (7)$$

де Δh_{T^*} – інтегральний ізотермічний дросель-ефект при температурі $T_{p,c} = T^*$, що представляє найнижче її значення при охолодженні робочого тіла в процесі 3-3'. У загальному випадку температура $T_{p,c}$ вважається температурою попереднього охолодження.

З виразів (1) і (7) отримуємо, що додаткова холодопродуктивність може зрости до значення

$$q_{c2} = \Delta h_{T^*} - \Delta h_{T_{env}} \quad (8)$$

Для оцінки ефективності всієї системи, що складається з двох термодинамічних циклів, потрібно знати, як витрати роботи в ПХМ і КУ впливатимуть на загальний COP.

Будемо враховувати, що крім питомої роботи ізотермічного стиснення l_1 (див. рис. 1) буде потрібна робота l_2 для приводу ПХМ, що охолоджує газ в процесі 3-3' до T^* .

Для визначення в загальному вигляді COP використовуємо значення наступних характеристик: холодопродуктивність газового циклу $Q_{c1} = m_1 q_{c1} = m_1 \Delta h_{T_{env}}$; холодопродуктивність циклу холодильної машини попереднього охолодження $Q_{c2} = m_2 q_{c2}$; потужність ізотермічного компримування кріоагенту $W_1 = m_1 l_1$ і потужність ізентропного стиснення холодоагенту $W_2 = m_2 l_2$.

Тут прийнято: m_1 і m_2 – витрати робочого тіла в регенеративному газовому дросельному циклі КУ і холодоагенту в циклі ПХМ; l_1 і l_2 – питомі роботи в зазначених циклах.

З огляду на перелічені показники, отримаємо, що ефективність з'єднаних циклів

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{m_1 \Delta h_{T_{env}} + m_2 q_{c2}}{m_1 l_1 + m_2 l_2} = \\ &= (\text{COP})_1 \frac{1 + \frac{(\text{COP})_2 m_2 l_2}{(\text{COP})_1 m_1 l_1}}{1 + \frac{m_2 l_2}{m_1 l_1}}, \end{aligned} \quad (9)$$

де $(\text{COP})_1 = q_{c1}/l_1 = \Delta h_{T_{env}}/l_1$ – коефіцієнт ефективності газового циклу 1-2-3-4-5-1, тобто циклу без попереднього охолодження; $(\text{COP})_2 = q_{c2}/l_2$ – ефективність циклу холодильної машини, що забезпечує попереднє охолодження в процесі 3-3'.

З аналізу (9) випливає, що при $(\text{COP})_1 = (\text{COP})_2$ вираз (9) для COP перетворюється в рівність $\text{COP} = (\text{COP})_1 = (\text{COP})_2$. На цьому етапі досліджень можна припустити, що $(\text{COP})_2 > (\text{COP})_1$. Тоді

$$\frac{1 + \frac{(\text{COP})_2 W_2}{(\text{COP})_1 W_1}}{1 + \frac{W_2}{W_1}} > 1. \quad (10)$$

В результаті з (10) і (9) отримуємо, що $\text{COP} > (\text{COP})_1$. Таким чином, застосування попереднього охолодження сприятиме не тільки збільшенню холодопродуктивності системи, а й підвищенню її термодинамічної ефективності. При цьому потрібно враховувати, що цей висновок є необхідною і достатньою умовою представленої у вигляді (10)

нерівності

$$(\text{COP})_2 > (\text{COP})_1. \quad (11)$$

Визначимо показники КУ-циклу і системи з'єднаних циклів «КУ + ПХМ». На рисунку 2 показана її технологічна схема. Будемо враховувати, що формули (9) і (10) можна застосувати й до системи, що є з'єднанням регенеративного дросельного газорідинного кріогенного циклу і циклу парокомпресорної холодильної машини.

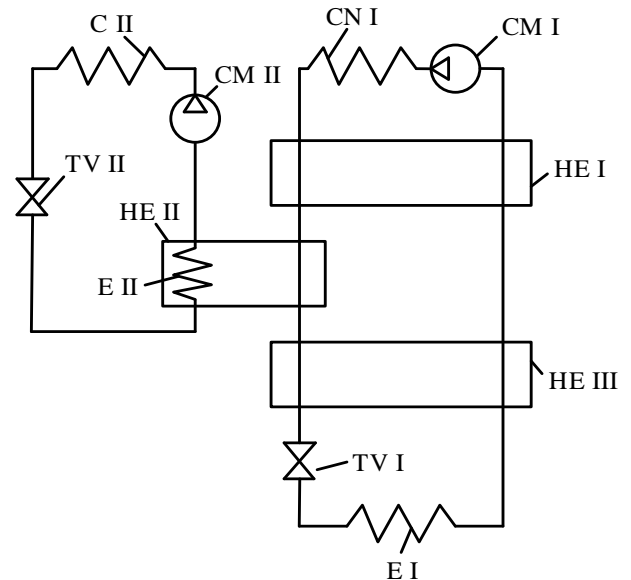


Рисунок 2 – Схема системи охолодження, що складається із кріогенного регенеративного дросельного циклу і циклу ПХМ: СМ I, СМ II – компресори ізотермічного і ізентропного стиснення; СМ I – охолоджувач азоту; С II – конденсатор; НЕ I, НЕ III – рекуперативні теплообмінники; НЕ II – теплообмінник-випарник для попереднього охолодження кріоагенту; TV I, TV II – дросельні вентилі; Е I – випарник КУ; Е II – випарник ПХМ

Зазначені цикли КУ і ПХМ зображені в T, s -координатах на рисунку 3.

Відзначимо, що в КУ-циклі як робоче тіло використовується азот; в циклі ПХМ – аміак. Особливістю регенеративного дросельного КУ-циклу (Лінде-Хемпсона) є можливість розрахунку питомих показників на ізотермі навколишнього середовища, яка прийнята рівною $T_{env} = 300$ К. Для розрахунку задамося тисками прямого і зворотного потоків азоту: $p_2 = 20$ МПа, $p_1 = 0,1$ МПа.

Розрахуємо спочатку показники КУ-циклу 1.1-1.2-1.7-1.7'-1.9-1.1. Його питома холодопродуктивність $q_{c1} = \Delta h_{T_{env}} = h_1 - h_2 = 32$ кДж/кг; питома робота ізотермічного стиснення $l_1 = T_{env}(s_1 - s_2) - \Delta h_{T_{env}} = 300(3,9 - 2,2) - 32 = 478$ кДж/кг. Ефективність КУ-циклу $(\text{COP})_1 = q_{c1}/l_1 = 0,067$.

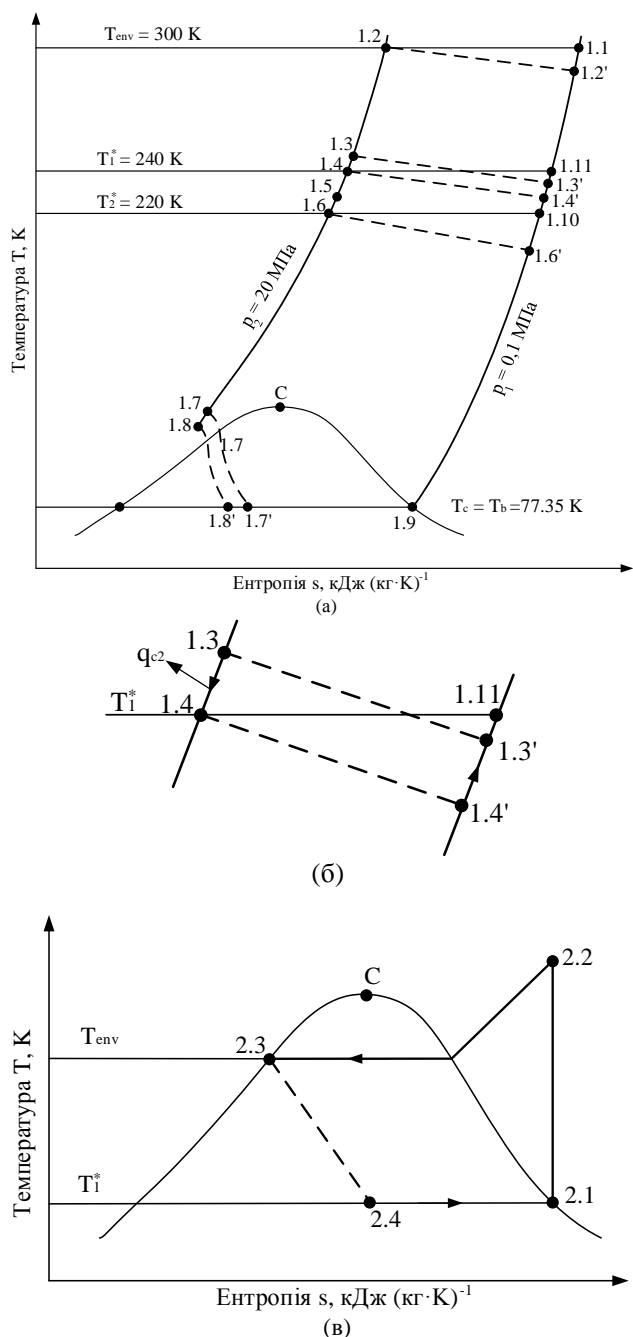


Рисунок 3 – Термодинамічні цикли: (а) цикл Лінде-Хемпсона з попереднім охолодженням і його частина (б) в області температури T_1^* ; (в) – цикл ПХМ

Для значного підвищення ефективності КУ-циклу створимо з'єднану з ним систему «КУ+ПХМ». У подальших розрахунках прийемо, що холодопродуктивність КУ-циклу $Q_c = 100$ Вт при температурному рівні виробленого холоду $T_c = 77,35$ К.

Витрата азоту в КУ-циклі $m_1 = Q_c / \Delta h_{T_{env}} = 3,125 \cdot 10^{-3}$ кг/с; споживана ізотермічним компресором потужність $W_1 = m_1 \cdot l_1 = 3,125 \cdot 10^{-3} \cdot 478 = 494$ Вт.

Досліджуємо питання, як температура попереднього охолодження азоту T^* впливає на показ-

ники системи «КУ + ПХМ». Задамося двома значеннями температур азоту. У першому випадку ПХМ (див. рис. 3) охолоджує азот в процесі 1.3-1.4 до $T_1^* = 240$ К, у другому випадку – в процесі 1.5-1.6 до $T_2^* = 220$ К. В цих двох випадках, незважаючи на відмінність в значеннях температур попереднього охолодження, витрата азоту, який забезпечувався б ізотермічним компресором, буде одним і тим же $m_1 = 3,125 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Скористаємося формулами (7) і (8). З них випливає, що при температурі попереднього охолодження $T^* = T_{p.c.}$: $q_c = q_{c1} + q_{c2} = \Delta h_{T^*}$; $q_{c2} = \Delta h_{T^*} - \Delta h_{T_{env}}$, де $q_{c1} = \Delta h_{T_{env}}$ – питома холодопродуктивність, яка при заданих T_{env} , p_1 і p_2 є величиною незмінною, незважаючи на варіювання T^* ; q_{c2} – кількість теплоти, що змінюється в залежності від T^* та відводиться ПХМ від прямого потоку азоту.

З рисунку 3(а) випливає, що $q_{c1} = h_{1.9} - h_{1.7}$. Це обумовлено використанням регенеративного теплообміну в КУ-циклі. Величина тепла, яке відводиться від прямого потоку азоту, в залежності від T^* змінюється так, як показано на рисунку 4.

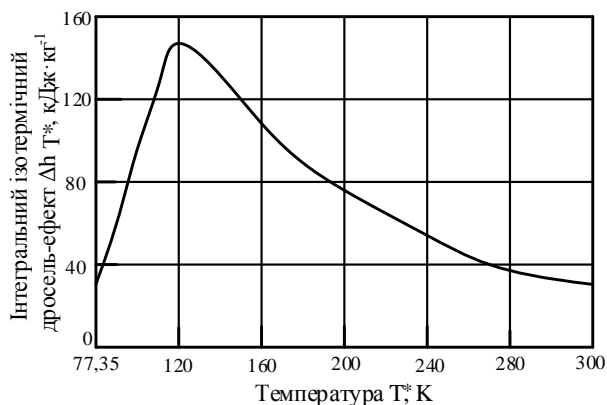


Рисунок 4 – Залежність інтегрального ізотермічного дросель-ефекту від температури попереднього охолодження $T_{p.c} = T^*$

Відведення тепла за допомогою ПХМ в процесі 1.3-1.4 дозволяє збільшити питому холодопродуктивність на величину $q_{c2} = h_{1.3} - h_{1.4} = 21$ кДж/кг. Це в підсумку призводить до зростання питомої холодопродуктивності на величину

$$q_{c2} = h_{1.3} - h_{1.4} = h_{1.7} - h_{1.8} \tag{12}$$

На рисунку 3(с) зображений термодинамічний цикл ПХМ. При використанні аміаку питома холодопродуктивність і робота циклу 2.1-2.2-2.3-2.4-2.1 мають такі значення: $q_{c2} = 1093$ кДж/кг, $l_2 = 352,5$ кДж/кг.

З рівняння енергетичного балансу

$$m_1 q_{c2} = m_2 q_2 \tag{13}$$

отримуємо, що необхідну витрату аміаку m_2 в ПХМ

$$m_2 = m_1 \frac{q_{e2}}{q_2} = 3,125 \cdot 10^{-3} \frac{21}{1093} = 0,06 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.} \quad (14)$$

Зазначимо значення та інших показників:
холодопродуктивність ПХМ

$$Q_2 = m_2 q_2 = 0,06 \cdot 10^{-3} \cdot 1093 = 65,6 \text{ Вт;} \quad (15)$$

споживана потужність

$$W_2 = m_2 l_2 = 0,06 \cdot 10^{-3} \cdot 352,5 = 21,2 \text{ Вт;} \quad (16)$$

коефіцієнт ефективності

$$(\text{COP})_2 = \frac{Q_2}{W_2} = \frac{65,6}{21,2} = 3,09. \quad (17)$$

Таким чином, при температурі попереднього охолодження $T_1^* = 240 \text{ К}$ сумарна холодопродуктивність $Q_2 = 100 + 65,6 = 165,6 \text{ Вт}$.

Розглянемо характеристики системи «КУ+ПХМ» при використанні більш низькотемпературного проміжного охолодження. Розрахунки показали, що при температурі $T_2^* = 220 \text{ К}$ споживана ПХМ потужність $W_2 = 52,4 \text{ Вт}$, сумарна холодопродуктивність $Q_c = 100 + 99,7 = 199,7 \text{ Вт}$, коефіцієнт ефективності $(\text{COP})_2 = 99,7 / 52,4 = 1,90$.

Дані, необхідні для визначення значень $(\text{COP})_1$, $(\text{COP})_2$ і показника ефективності COP системи циклів «КУ + ПХМ», наведені в таблиці. З неї випливає, що розраховані згідно (9) значення коефіцієнтів ефективності вказують на їх значне збільшення з 0,067 до 0,109 і навіть – 0,129, тобто в 1,93 рази. При цьому приблизно в 2 рази зростає і холодопродуктивність системи «КУ + ПХМ» в порівнянні з аналогічним показником КУ-циклу.

3. Аналіз показників системи «КУ + ПХМ»

Виконані розрахунки показників з'єднаних термодинамічних циклів дали можливість зробити ряд важливих висновків:

1. При дослідженнях характеристик системи «КУ + ПХМ» розглядалися також показники і КУ-циклу. Цей цикл, який реалізується на азоті із заданою холодопродуктивністю 100 Вт на температурному рівні 77,35 К, вважався основним. Як видно з таблиці, витрата азоту в ньому, а також при реалізації двох режимів роботи системи «КУ + ПХМ» приймаються одним і тим же, а саме $m_1 = 3,125 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$. У цих двох режимах використовувалося попереднє охолодження при $T_1^* = 240 \text{ К}$ і $T_2^* = 220 \text{ К}$. Для цього в систему була включена аміачна ПХМ. У порівнянні з характеристиками КУ-циклу попе-

реднє охолодження при 240 і 220 К значно поліпшило показники системи «КУ + ПХМ»: холодопродуктивність зростає з 100 Вт до 165,6 і 199,7 Вт; ефективність – з 0,067 до 0,109 і 0,129, відповідно.

2. У формулі (9) для визначення COP системи «КУ+ПХМ» в чисельнику сума холодопродуктивностей з'єднаних термодинамічних циклів. На перший погляд, таким чином чинити не можна, оскільки вироблений холод в КУ-циклі і в циклі ПХМ має різну цінність. Однак аналіз показує, що таке підсумовування цілком допустимо. Потрібно враховувати, що холод аміачної ПХМ, яка використовується для охолодження прямого потоку азоту (при T_1^* – в процесі 1.3-1.4; при T_2^* – в процесі 1.5-1.6), «переноситься» без втрат із застосуванням регенеративного теплообміну і подальшого дроселювання в процесі 1.8-1.8' на температурний рівень 77,35 К.

3. Формули (9)-(11) дозволяють на початковому етапі досліджень відповісти на питання, чи можна, застосовуючи систему термодинамічних циклів, підвищувати значення її COP . Нерівність (11) вказує на те, що зростання ефективності буде досягатися тоді, коли $(\text{COP})_2$ ПХМ буде перевищувати величину $(\text{COP})_1$ циклу криогенної установки. Перевіримо, чи виконується умова (11) за будь-якої з двох температур попереднього охолодження. Використавши значення $(\text{COP})_1$ і $(\text{COP})_2$, отримуємо, що при $T_1^* = 240 \text{ К}$ $(\text{COP})_2 / (\text{COP})_1 = 3,1 / 0,067 = 46,3$, а при $T_2^* = 220 \text{ К}$ $(\text{COP})_2 / (\text{COP})_1 = 1,9 / 0,067 = 28,4$. Таким чином і для одного, і для іншого режимів $(\text{COP})_2 \gg (\text{COP})_1$.

4. Ефективність систем «КУ + ПХМ» характеризується такими показниками, як COP . Для більш коректного їх порівняння можна застосувати ексергетичний ККД, який покаже, як показники КУ-циклу і циклів «КУ + ПХМ» співвідносяться з COP циклу Карно. Цей підхід цілком правомірний в додатку до циклів «КУ + ПХМ». У них холод, вироблений аміачною холодильною машиною, використовується для попереднього охолодження прямого потоку азоту, який холод ПХМ «переносить» на рівень T_c . У загальному вигляді ексергетичний ККД

$$\eta_{ex} = \tau_e \text{COP}, \quad (18)$$

де $\tau_e = (T_{env} / T_c - 1)$ – ексергетична температурна функція, що представляє собою зворотну величину COP циклу Карно, побудованого на ізотермах T_c і T_{env} .

Показники системи «КУ + ПХМ», створеної на основі КУ-циклу і сполученого з ним циклу ПХМ

Режими роботи КУ або системи «КУ+ПХМ»	Витрата азоту в КУ-циклі m_1 , кг/с	Витрата R717 в ПХМ-циклі m_2 , кг/с	Холодопродуктивність Q_c , Вт	Споживана ізотермічним компресором потужність W_1 , Вт	Споживана адіабатним компресором потужність W_2 , Вт	COP системи «КУ+ПХМ»	Ексергетичний ККД
1	2	3	4	5	6	7	8
КУ-цикл без попереднього охолодження з ізотермічним компримуванням азоту при $T_{env}=300$ К	$3,125 \cdot 10^{-3}$	–	100	1494	–	0,067	0,193
Система «КУ+ПХМ» з попереднім охолодженням до $T_1^*=240$ К та ізотермічним компримуванням азоту при $T_{env}=300$ К	$3,125 \cdot 10^{-3}$	$0,06 \cdot 10^{-3}$	165,6	1494	21,15	0,109	0,315
Система «КУ+ПХМ» з попереднім охолодженням до $T_2^*=220$ К та ізотермічним компримуванням азоту при $T_{env}=300$ К	$3,125 \cdot 10^{-3}$	$0,094 \cdot 10^{-3}$	199,7	1494	52,4	0,129	0,372

Значення ексергетичного ККД наведені в таблиці. З неї видно, що застосування попереднього охолодження на рівнях температур $T_1^* = 240$ К і $T_2^* = 220$ К сприяє збільшенню η_{ex} в 1,63 і 1,93 рази, відповідно. Порівняння з циклом Карно показує, що застосування попереднього охолодження у відносно простих термодинамічних циклах забезпечує досить високу їх ефективність.

4. Висновки

Попереднє охолодження в системі з'єднаних

термодинамічних циклів – ефективний спосіб поліпшення їх показників.

Як показав аналіз, особливо високих результатів вдається досягати при наявності в криогенному циклі регенеративного теплообмінника. Це дозволяє холод, який вводиться в цикл, «перенести» після регенеративного теплообміну і дроселювання на рівень температури охолодження T_c . Реалізація таких процесів підвищує цінність холоду, виробленого парокompресорною холодильною машиною.

Температури попереднього охолодження 240 і 220 К обрані в зв'язку з тим, що охолодження прямого потоку кріоагенту, тобто азоту, здійснюється за допомогою одноступеневої парокompресорної холодильної машини, що працює на аміаку. Холод з більш низькими температурами можна виробляти в холодильних машинах складних конструкцій, наприклад, в каскадних. У нашому випадку, а також при використанні машин іншого типу, завдання вибору оптимальної температури попереднього охолодження повинно вирішуватися із залученням методу техніко-економічного аналізу.

Необхідно враховувати одну з особливостей досліджуваних циклів, яка може проявитися при організації в них попереднього охолодження. У разі заданих найнижчих температур охолодження і тиску прямого потоку газу до нього можна підвести цілком певну кількість холоду. У зв'язку з цим, надмірний холод не вдасться передати стисненому потоку азоту. Його надлишок буде проявлятися у вигляді втрати від неповноти регенерації на тепловому кінці теплообмінника.

Література

1. Лавренченко Г.К. Лінде і «Лінде АГ»: від першої кисневої установки до сучасних систем виробництва технічних газів // Технічні гази. – 2002. – № 1. – С. 6-13.
2. Архаров А.М., Марфеніна І.В., Мікулін Є.І. Кріогенні системи. У 2-ух т. Т.1. Основи теорії і розрахунку. – М.: Машинобудування, 1996. – 576 с.
3. Бродяньський В.М., Лавренченко Г.К. Від лабораторного зрідження кисню до початку його промислового виробництва // Технічні гази. – 2008. – № 6. – С. 2-12.
4. Бродяньський В.М., Семьонов А.М. Термодинамічні основи кріогенної техніки. – М.: Енергія, 1980. – 448 с.
5. Бродяньський В.М. Низькотемпературна техніка на порозі XXI століття // Холодильна техніка. – 1998. – №1. – С. 26-28.
6. Bilal Ahmed Qureshi, Syed M. Zubair. Cost optimization of heat exchanger inventory for mechanical subcooling refrigeration cycles // International Journal of Refrigeration. – 2013. – Vol. 36. – №4. – P. 1243-1253.
7. Bilal Ahmed Qureshi, Syed M. Zubair. Mechanical sub-cooling vapor compression system: Current status and future directions // International Journal of Refrigeration. – 2013. – Vol. 36. – №8. – P. 2097-2110.
8. Bilal Ahmed Qureshi, Syed M. Zubair. The effect of refrigerant combinations on performance of a vapor compression refrigeration system with dedicated sub-cooling // International Journal of Refrigeration. – 2012. – Vol. 35. – №1. – P. 47-57.
9. Будневич С.С. Процеси глибокого охолодження. – М.-Л.: Машинобудування. Ленінградське відня, 1966. – 260 с.
10. Лавренченко Г.К. Термодинамічні аспекти застосування попереднього охолодження в циклах кріогенних установок і холодильних машин // Технічні гази. – 2017. – № 6. – С. 14-21.
11. Маслаков В.М. Вплив режиму роботи переохолоджувача на максимум енергоефективності холодильної машини // Холодильна техніка. – 2019. – № 2. – С. 28-31.

Отримана в редакції 25.09.2019, прийнята до друку 03.12.2019

Analysis of the results of the combined thermodynamic cycles of vapor-compression refrigeration machines

G. Lavrenchenko¹✉, M. Kravchenko²✉, B. Hrudka³✉

¹ «Institute of Low Temperature Energy Technology», POB 188, Odessa, 65026, Ukraine

^{2,3} Odessa National Academy of Food Technologies, 1/3 Dvoryanskaya str., Odessa, 65082, Ukraine

✉ e-mail: ¹lavrenchenko.g.k@gmail.com; ²kravtchenko@i.ua; ³bogdangennadievich@gmail.com

ORCID: ¹ <https://orcid.org/0000-0002-8239-7587>; ² <https://orcid.org/0000-0002-9310-2166>;

³ <https://orcid.org/0000-0003-1200-5442>

Pre-cooling was first used in 1900 in an air liquefier. It was demonstrated by K. Linde at an international exhibition. An ammonia refrigeration machine was introduced into the liquefier to cool the air to -50 °C. Later, pre-cooling began to be used in other cryogenic plants. In recent years, there has been growing

interest in pre-cooling in chillers. Pre-cooling is advantageously used in combined thermodynamic cycles of cryogenic plants and in systems consisting of two vapor-compression refrigeration machines – VRM. In a system of two VRMs, one of them with a low cooling capacity (VRMII) cools the liquid refrigerant in a larger refrigeration machine (VRMI) before throttling it. The article gives the conclusion of a formula that can be used to assess the possibility of increasing the efficiency of the combined thermodynamic cycles. It is shown how pre-cooling improves the performance of the VRMI + VRMII system. The task of optimizing cooling systems, including two refrigerators, has been posed and solved. The optimal temperatures for pre-cooling of liquid refrigerants R717 and R290 in VRMI were determined, along with which additional VRMII operating on the same refrigerants were used. There is an increase in the cooling capacity Q_c and the COP coefficient of efficiency in machine systems of the type R717/R717 and R290/R290. A more significant increase in Q_c (by 34%) and COP (by 22.9%) was achieved in a machine of type R290/R600a. The R717 / R600a type car was somewhat inferior to it in terms of performance. It is noted that the maximum COP values are reached in the temperature range of intermediate cooling $-5...-10$ °C, although in VRMI cold is produced at the level of -30 °C. The calculation results confirm the feasibility of widespread use of pre-cooling in refrigerators and cryogenic plants.

Key words: Combined thermodynamic cycles of vapor-compression refrigeration machines (VRM); Pre-cooling; Coefficient of performance (COP); Maximum COP of two refrigeration systems

References

1. **Lavrenchenko, G. K.** (2002) Linde and «Linde AG»: from the first oxygen plant to modern systems of manufacture of technical gases. *Tekhnicheskie Gazy, 1*, 6-13.
2. **Brodyanskiy, V. M., Lavrenchenko, G. K.** (2008) From laboratory liquefaction of oxygen to the beginning of its industrial production. *Tekhnicheskie Gazy, 6*, 2-12.
3. **Arkharov, A. M., Marfenina, I. V., Mikulin, Ye. I.** (2000) Cryogenic systems. Vol I. Basics of theory and design. *M.: Bauman Moscow state Technical University, 518*.
4. **Brodyanskiy, V. M., Semyonov, A. M.** (1980) Thermodynamic basis of cryogenic technology. *M.: Energia, 448*.
5. **Brodyanskiy, V. M.** (1998) Low-temperature technology on the threshold of the XXI century. *Kholodilnaya Tekhnika, 1*, 26-28.
6. **Bilal Ahmed Qureshi, Syed M. Zubair.** (2013) Cost optimization of heat exchanger inventory for mechanical sub-cooling refrigeration cycles. *International Journal of Refrigeration, 36, 4*, 1243-1253.
7. **Bilal Ahmed Qureshi, Syed M. Zubair.** (2013) Mechanical sub-cooling vapor compression system: Current status and future directions. *International Journal of Refrigeration, 36, 8*, 2097-2119.
8. **Bilal Ahmed Qureshi, Syed M. Zubair.** (2012) The effect of refrigerant combinations on performance of a vapor compression refrigeration system with dedicated sub-cooling. *International Journal of Refrigeration, 35, 1*, 47-57.
9. **Budnevich, S. S.** (1966) Deep cooling processes. *M.-L.: Mechanical Engineering, Leningrad Branch, 260*.
10. **Lavrenchenko, G. K.** (2017) Thermodynamic aspects of the use of pre-cooling in cycles of cryogenic plants and refrigeration machines. *Tekhnicheskie Gazy, 6*, 14-21.
11. **Maslakov, V. N.** (2019) The influence of the operating mode of the supercooler on the maximum energy efficiency of the refrigeration machine. *Kholodilnaya Tekhnika, 2*, 28-31.

Received 25 September 2019
 Approved 03 December 2019
 Available in Internet 03 February 2020