

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК 536.483.001.24(075)

Вплив попереднього охолодження на показники абсорбційної водоаміачної холодильної машини

Б. В. Косой¹, Б. Г. Грудка²✉, О. В. Зімін³¹⁻³Одеський національний технологічний університет, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082, Україна✉ e-mail: ²bogdangennadievich@gmail.comORCID: ¹<https://orcid.org/0000-0001-5353-8881>; ²<https://orcid.org/0000-0003-1200-5442>;³<https://orcid.org/0000-0001-9053-3262>

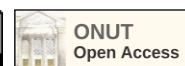
Тепловикористальні холодильні машини виробляють з урахуванням особливостей зовнішніх джерел тепла, що використовуються; холодопродуктивності та температури охолодження; схемних рішень та характеристик апаратів. Абсорбційні водоаміачні холодильні машини (АВХМ) дозволяють при одноступеневому виконанні, на відміну від абсорбційних бромістолітєвих холодильних машин, виробляти холод на температурному рівні до 243 К. Незважаючи на це їх застосування стримується відносно низькою ефективністю. Поліпшення характеристик АВХМ – актуальне науково-технічне завдання. Рішення, що сприяють зростанню ефективності абсорбційних водоаміачних холодильних машин, можуть підвищити їх конкурентоспроможність у порівнянні з іншими типами тепловикористальних холодильних машин. Пропонується для підвищення ексергетичного ККД АВХМ η_e вводити в їх схему парокомпресорну холодильну машину (ПХМ) з відносно невисокою продуктивністю. З цією метою ПХМ доцільно використовувати для переохолодження рідкого аміаку як холодоагенту АВХМ. Зазначимо, що у парокомпресорній холодильній машині виконується переохолодження аміаку після конденсатора АВХМ від $T_{н.с}$ до $T_{н.о}$. Для визначення енергетичних характеристик аналізованої системи охолодження виберемо досить ефективну АВХМ з регенеративним теплообмінником розчинів, ректифікатором і водяним дефлегматором. Дослідження комплексу АВХМ+ПХМ показали, що переохолодження рідкого аміаку перед його дроселюванням сприяє підвищенню як ексергетичного ККД η_e , так і холодопродуктивності. Наприклад, у системі, що включає АВХМ з холодопродуктивністю 500 кВт на рівні 258 К і відносно невелику ПХМ, ексергетичний ККД та загальна холодопродуктивність при попередньому охолодженні до 261 К зростають на 11,8% та 18,7% відповідно. Отримані результати дозволяють підвищити інтерес до таких комплексів.

Ключові слова: Абсорбційна водоаміачна холодильна машина; Парокомпресорна холодильна машина; Попереднє охолодження; Холодопродуктивність; Ексергетичний ККД.

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v58i3.2485>

© The Author(s) 2022. 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

Попереднє охолодження використовується в криогенній техніці близько 120 років, починаючи з перших повітряних зріджувачів. У 1900 р. на міжнародній промисловій виставці в Парижі вперше

демонструвався зріджувач повітря, створений К. Лінде. У ньому здійснювався криогенний регенеративний термодинамічний цикл із подвійним дроселюванням та циркуляцією частини потоку повітря високого тиску. До складу зріджувача була включена аміачна парокомпресорна холодильна ма-

шина для попереднього охолодження повітря, що зріджувалось, майже до температури 223 К [1,2].

В даний час попереднє охолодження знаходить застосування у великотоннажних криогенних повітророздільних установках, зріджувачах природного газу. Обов'язковим є попереднє охолодження робочих тіл у водневих та гелієвих рефрижераторах та зріджувачах [3]. Пояснюється це тим, що верхня температура інверсії дросель-ефекту у цих газів значно нижча за температуру навколишнього середовища $T_{н.с.}$, а саме 204 і 40 К, відповідно.

В останні роки виявляється інтерес до використання попереднього охолодження в системах, що складаються з двох парокompресорних холодильних машин (ПХМ) – основної та додаткової. Холод, що виробляється у додатковій машині ПХМ II, витрачається лише на переохолодження рідкого холодоагенту основної машини ПХМ I перед її дросельним вентиляем [4-6]. Аналіз такої системи показав, що в ній більш вищими виявляються холодопродуктивність та ексергетичний ККД у порівнянні з показниками основної ПХМ I.

З результатів розрахунків систем, що складаються з двох ПХМ, встановлено, чим зумовлено покращення їх показників. Насамперед зазначається, що в додатковій та основній холодильних машинах виробляється холод з істотно різними температурами: $T_{п.о}$ – температура рідкого холодоагенту після його переохолодження від температури навколишнього середовища до температури попереднього охолодження $T_{п.о}$; T_x – температура холоду, що виробляється в основній ПХМ. Зазначені температури задовольняють умові $T_{п.о} > T_x$. З огляду на це можна зробити висновок, що додаткова ПХМ II (при одній і тій же температурі навколишнього середовища $T_{н.с.}$) повинна ефективно перевищувати основну холодильну машину ПХМ I [7].

Цей підхід використовуємо у додатку до системи двох машин, в якій основною є абсорбційна водоаміачна холодильна машина (АВХМ), а додатковою – парокompресорна.

У цій статті розглядаються можливості підвищення показників АВХМ за допомогою попереднього охолодження рідкого аміаку перед дроселюванням за допомогою додаткової парокompресорної холодильної машини з відносно невеликою споживаною потужністю.

Поліпшення характеристик АВХМ – актуальне науково-технічне завдання. Необхідність її вирішення обумовлена тим, що з усіх типів теплови-

користальних абсорбційних холодильних машин знаходять застосування лише абсорбційні бромістолітєві холодильні машини (АВХМ). Їх виробляють з урахуванням особливостей використовуваних зовнішніх джерел тепла; холодопродуктивності та температури охолодження; схемних рішень та характеристик апаратів. Недолік АВХМ – відносно високі температури виробленого в них холоду, що обмежує їх застосування. Вони використовуються в системах кондиціонування повітря у великих офісних, виробничих та житлових будинках. У АВХМ, навпаки, може вироблятися відносно низькотемпературний холод із температурою T_x . Рішення, що сприяють зростанню ефективності абсорбційних водоаміачних холодильних машин, можуть підвищити їх конкурентоспроможність у порівнянні з іншими типами тепловикористальних холодильних машин [8].

2. Показники системи холодильних машин, що об'єднує АВХМ з ПХМ

Проаналізуємо показники системи охолодження, що складається з АВХМ та ПХМ. Зазначимо, що в парокompресорній холодильній машині виконується переохолодження аміаку після конденсатора АВХМ від $T_{н.с.}$ до $T_{п.о}$. Потім рідкий аміак з температурою $T_{x1} \leq T_{п.о} < T_{н.с.}$ як робоче тіло абсорбційної холодильної машини дроселюється у відповідному вентиляі. Киплячий при T_{x1} у випарнику АВХМ аміак охолоджує холодоносій.

Для визначення енергетичних характеристик аналізованої системи охолодження виберемо досить ефективну АВХМ, що часто використовується, з регенеративним теплообмінником розчинів, ректифікатором і водяним дефлегматором [9]. Схема цієї абсорбційної холодильної машини зображена на рис. 1. У зазначеній АВХМ можна виділити дві її основні частини: зліва від перерізу А-А у схемі представлений ряд апаратів (генератор з ректифікатором та дефлегматором, а також абсорбер, розділені рекуперативним теплообмінником) з насосом водоаміачного розчину II та вентиляем IX, які в сукупності виконують функцію термохімічного компресора; праворуч від А-А – конденсатор холодоагенту VI та випарник VIII, які розділені дросельним вентиляем VII.

При аналізі показників АВХМ приймемо наступні припущення:

1. Температура водяної пари, що гріє генератор АВХМ, дорівнює $T_{п} = 443$ К, що відповідає рі-

вноважному йому тиску $p_{п} = 0,792$ МПа. З урахуванням термічного опору апарату найвища температура кипіння розчину становить 433 К.

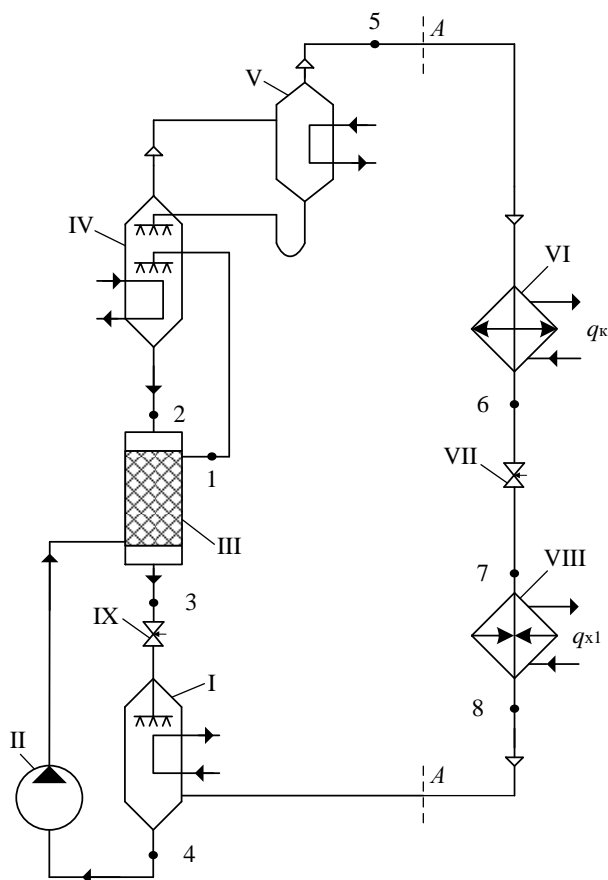


Рисунок 1 – Абсорбційна водоаміачна Холодильна машина: I – абсорбер; II – насос міцного розчину; III – теплообмінник-регенератор тепла; IV – генератор з ректифікатором; V – дефлегматор; VI – конденсатор; VII – дросельний вентиль аміаку; VIII – випарник; IX – регулюючий вентиль розчину

2. Нижча температура конденсації розчину в конденсаторі АВХМ, що враховує його термічний опір, становить 303,3 К. Тиск в конденсаторі і генераторі вважаються однаковими. З цього випливає, що при температурі конденсації чистого аміаку 303,3 К тиск $p_k = 1,177$ МПа. Температура довілля прийнято лише на рівні 298 К.

3. Вища температура кипіння розчину у випарнику і одночасно температура охолодження дорівнюють $T_{x1} = 258$ К. Тиск у випарнику та абсорбері без урахування гідравлічних опорів між ними $p_0 = 0,176$ МПа.

Тепловий баланс АВХМ при використанні розрахункових даних з [9] можна подати у такому вигляді:

$$\begin{aligned} \sum q_{\text{під}} &= q_r + q_{x1} = \\ &= 2170,4 + 1035,8 = 3206,2 \text{ кДж/кг}; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \sum q_{\text{від}} &= q_k + q_a + q_d = \\ &= 81,7 + 1708 + 316,5 = 3206,2 \text{ кДж/кг}, \end{aligned} \quad (2)$$

де $\sum q_{\text{під}}$, $\sum q_{\text{від}}$ – сумарна кількість підведеного та відведеного тепла в АВХМ; q_r , q_{x1} – питоме тепло, що підводиться до водоаміачного розчину в генераторі, і питома холодопродуктивність; q_k , q_a , q_d – питоме тепло, що відводиться від конденсатора, абсорбера та дефлегматора.

З (1) випливає, що тепловий коефіцієнт абсорбційної холодильної машини

$$\xi = q_{x1}/q_r = 1035,8/2170,4 = 0,477. \quad (3)$$

Наведемо основні показники АВХМ і ПХМ, в яких у якості робочого тіла застосовується один і той же холодоагент – аміак.

Для визначення характеристик АВХМ приймемо, що її холодопродуктивність $Q_{x1} = 500$ кВт при вищій температурі розчину $T_{x1} = 258$ К. Холодопродуктивність АВХМ та інші показники представимо у вигляді:

$$Q_{x1} = G_1 \cdot q_{x1}; \quad (4)$$

– ексергетична холодопродуктивність

$$Q_e = |\tau_{e1}| \cdot Q_{x1}; \quad (5)$$

– ексергія теплоти, що підводиться до водоаміачного розчину в генераторі.

$$Q_{te} = \tau_{e2} \cdot G_1 \cdot q_r. \quad (6)$$

Ексергетичний ККД АВХМ

$$\eta_{e1} = \frac{Q_e}{Q_{te}} = \frac{|\tau_{e1}| \cdot q_{x1}}{\tau_{e2} \cdot q_r}, \quad (7)$$

де $G_1 = 0,483$ кг/с – витрата холодоагенту (аміаку) в АВХМ при її заданій холодопродуктивності; $|\tau_{e1}| = |1 - T_{н.с} / T_{x1}|$ – ексергетична температурна функція, що дорівнює зворотній величині холодильного коефіцієнта циклу Карно; $\tau_{e2} = (1 - T_{н.с} / T_r)$ – ексергетична температурна функція, що дорівнює термічному ККД циклу Карно; $T_r = 433$ К,

$T_{x1} = 258 \text{ K}$ – вищі температури розчинів після генератора та кипіння у випарнику; $T_{н.с} = 298 \text{ K}$ – температура охолоджуючої води, що приймається за температуру навколишнього середовища.

Розрахуємо значення ексергетичних температурних функцій:

$$|\tau_{e1}| = |1 - T_{н.с} / T_{x1}| = |1 - 298 / 258| = 0,155; \quad (8)$$

$$\tau_{e2} = (1 - T_{н.с} / T_r) = (1 - 298 / 433) = 0,312. \quad (9)$$

Ексергетичний ККД АВХМ, згідно (7),

$$\eta_{el} = \frac{0,155 \cdot 1035,8}{0,312 \cdot 2170,4} = 0,237. \quad (10)$$

На рис. 2,а показано, як у технологічну схему

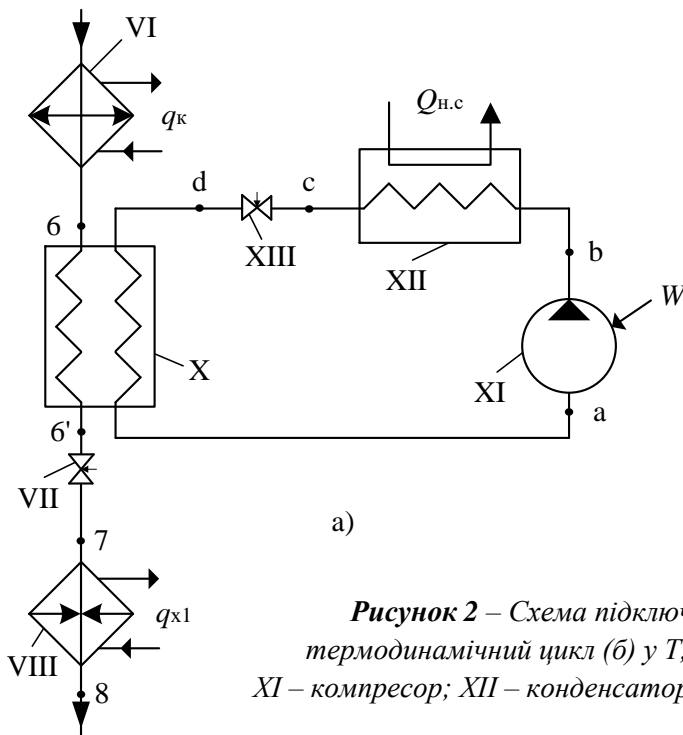


Рисунок 2 – Схема підключення до АВХМ додаткової ПХМ(а) та її термодинамічний цикл (б) у T,s -координатах: X – випарник-охолоджувач; XI – компресор; XII – конденсатор; XIII – дросельний вентиль додаткової машини

Тоді холодопродуктивність ПХМ

$$Q_{x2} = G_2 \cdot q_{x2} = G_2 (h_a - h_c). \quad (11)$$

З іншого боку,

$$Q_{x2} = G_1 (h_6 - h_{6'}), \quad (12)$$

де $h_{6'}$ – ентальпія аміаку як робочого тіла абсорбційної холодильної машини, що визначається при температурі T_6 , яка в свою чергу дорівнює $T_{x2} = T_{п.о}$.

АВХМ включається додаткова холодильна машина. Холод Q_{x2} , що виробляється в ній, використовується для переохолодження рідкого аміаку після конденсатора VI АВХМ у випарнику-охолоджувачі X. Рис. 2,б дає уявлення про термодинамічний цикл ПХМ.

Опишемо основні показники додаткової ПХМ, в якій реалізується попереднє охолодження холодоагенту АВХМ від T_6 (див. рис. 2,а) до певної температури $T_{п.о}$, що дорівнює температурі охолодження T_{x2} (див. рис. 2,б), що підтримується в циклі ПХМ.

На цьому етапі знаходження показників ПХМ за основу взято ідеалізовану холодильну машину. У ній відсутні технічні втрати від незворотності, тобто не беруться до уваги температурні напори в апаратах, об'ємні та енергетичні втрати в компресорі та ін.

Вирази (11) і (12) дозволяють встановити наступний зв'язок між витратами в холодильних машинах, що розглядаються:

$$\frac{G_2}{G_1} = \frac{h_6 - h_{6'}}{h_a - h_c}. \quad (13)$$

Для визначення ексергетичного ККД ПХМ наведемо значення її ексергетичної холодопродуктивності:

$$Q_{xe} = |\tau_{e3}| \cdot Q_{x2}, \quad (14)$$

де $|\tau_{e3}| = |1 - T_{н.с} / T_{x2}| = |1 - T_{н.с} / T_{п.о}|$ – температурна функція циклу ПХМ.

Потужність, необхідна для приводу компресора,

$$W_2 = G_2 (h_b - h_a) = G_1 (h_b - h_a) \frac{h_6 - h_6'}{h_a - h_c}. \quad (15)$$

Для оцінки ефективності ПХМ використовуємо вираз для її ексергетичного ККД:

$$\eta_{e2} = |\tau_{e3}| \cdot \frac{Q_{x2}}{W_2}. \quad (16)$$

Тепер з'ясуємо, чи можна порівняно з абсорбційною холодильною машиною збільшити ексергетичний ККД системи охолодження, що складається з АВХМ та додаткової ПХМ? З цією метою скористаємося виразом для ексергетичного ККД зазначеної системи:

$$\eta_e = \frac{|\tau_{e1}| \cdot Q_{x1} + |\tau_{e3}| \cdot Q_{x2}}{\tau_{e2} \cdot Q_r + W_2}. \quad (17)$$

Коректність виразу (17) підтверджується тим, що, по-перше, у його чисельнику представлений ефект охолодження у вигляді суми ексергетичних холодопродуктивностей, по-друге, у знаменнику – витрати на виробництво холоду. При такій оцінці всі складові у виразі (17) за змістом є роботами, які рівні відповідним ексергіям.

Після перетворень отримаємо наступний вираз для ексергетичного ККД системи холодильних машин:

$$\eta_e = \eta_{e1} \frac{1 + \frac{\eta_{e2} W_2}{\eta_{e1} \tau_{e2} \cdot Q_r}}{1 + \frac{W_2}{\tau_{e2} \cdot Q_r}}. \quad (18)$$

З аналізу (18) випливає, що при $\eta_{e1} = \eta_{e2}$ вираз (18) для η_e системи перетворюється на рівність $\eta_e = \eta_{e1} = \eta_{e2}$. На цьому етапі досліджень можна припустити, що $\eta_{e2} > \eta_{e1}$. Тоді отримаємо

$$\frac{1 + \frac{\eta_{e2} W_2}{\eta_{e1} \tau_{e2} \cdot Q_r}}{1 + \frac{W_2}{\tau_{e2} \cdot Q_r}} > 1. \quad (19)$$

Таким чином, з (18) і (19) можна зробити висновок, що $\eta_e > \eta_{e1}$. В результаті приходимо до висновку, що попереднє охолодження сприятиме поліпшенню енергетичних характеристик системи холодильних машин, що розглядається.

3. Показники систем, що складаються з АВХМ з ПХМ

При виведенні нерівності (19) окремо не обговорювався вибір конкретного холодоагенту додаткової ПХМ. У зв'язку з цим можна вважати, що вираз (19) буде справедливим і в тому випадку, коли в АВХМ і ПХМ у якості холодоагента буде використовуватися аміак. Позначимо цю систему холодильних машин як R717/R717.

Раніше було прийнято, що холодопродуктивність АВХМ $Q_{x1} = 500$ кВт при вищій температурі кипіння хладагента у випарнику 258 К. Якщо врахувати, що питома холодопродуктивність $q_{x1} = 1035,8$ кДж/кг, то витрата холодоагенту в АВХМ становить $G_1 = 0,483$ кг/с. При аналізі характеристик зазначеної системи машин будемо вважати, що, незважаючи на зміну $T_{п.о.}$, витрата холодоагенту через АВХМ $G_1 = \text{idem}$. При цьому незмінною буде, згідно (6), ексергія теплоти, що підводиться до генератора АВХМ. При температурі навколишнього середовища $T_{н.с} = 298$ К ексергетичний ККД АВХМ не змінюватиметься і складе $\eta_{e1} = 0,237$.

При такій постановці завдання можна буде досягти поліпшення показників системи машин лише за допомогою попереднього охолодження рідкого аміаку після конденсатора за допомогою ПХМ, що працює також на аміаку.

З урахуванням перерахованих умов розрахунків визначимо основні показники системи машин АВХМ+ ПХМ. Результати розрахунків подамо в табл. 1.

Аналізуючи дані, наведені в табл. 1, зупинимося на питаннях, чим обумовлене зростання холодопродуктивності і чи потрібні зміни в схемі системи АВХМ+ПХМ?

Що стосується холодопродуктивності, то вона становить суму Q_{x1} і Q_{x2} . При варіюванні $T_{п.о.}$, як зазначалося, не змінюється витрата аміаку в АВХМ, тобто $G_1 = \text{idem}$. Також незмінні у ній q_{x1} і Q_{x1} . У підсумку це призводить до того, що у схемі АВХМ нічого не змінюється. Лише в неї вводиться ПХМ, яка через теплообмінник X зв'язується з АВХМ для переохолодження в ньому рідкого аміаку перед його дроселюванням. Холод, необхідний

цього, виробляється в ПХМ. Його температурний рівень, як впливає з табл. 1, знижується. У якості

$T_{п.о} = T_{x2}$ використовується температура T_6 , тобто приймається, що $T_{п.о} = T_{x2} = T_6$.

Таблиця 1 – Основні показники системи машин, що складається з АВХМ та ПХМ типу R717/R717

$T_6 = T_{п.о}, K$	$q_x = h_a - h_c, кДж/кг$	$G_2 = \alpha \cdot G_1, кг/с$	$Q_{x2}, кВт$	$(Q_{x1} + Q_{x2}), кВт$	η_e	η'_e
273	1145	0,059	67,2	567,2	0,251	0,262
267	1138	0,071	80,3	580,3	0,257	0,265
261	1131	0,083	93,5	593,5	0,265	0,267

Примітка: $\alpha = (h_6 - h_6') / (h_a - h_c)$; $G_2 = \alpha \cdot G_1$ – витрата холодоагенту R717 в ПХМ; $(Q_{x1} + Q_{x2})$ – сумарна холодопродуктивність системи машин

Таким чином, при температурі попереднього охолодження, весь холод в ПХМ виробляється при нижчій температурі T_6 . Використаний для переохолодження рідкого аміаку в АВХМ холод, що отримується в ПХМ, додається до холоду $Q_{x1} = 500$ кВт. В результаті сумарна продуктивність при конкретному значенні $T_{п.о}$ дорівнюватиме $(Q_{x1} + Q_{x2})$. Температурний потенціал складових цього холоду буде тим самим, саме $T_{x1} = 258$ К.

Розглянемо, як зміняться характеристики сис-

теми АВХМ+ПХМ, якщо в парокompресорній холодильній машині замість аміаку застосуємо пропан (R290). Тут принципова схема з'єднаних машин залишиться колишньою (див. рис. 2).

У табл. 2 представлені характеристики досліджуваної системи, що позначається як R717/R290. При варіюванні температури $T_{п.о}$ в цій системі, як раніше в аміачній R717/R717, витрата холодоагенту в АВХМ $G_1 = idem$; постійною залишається і її холодопродуктивність $Q_{x1} = 500$ кВт.

Таблиця 2 – Основні показники системи машин, що складається з АВХМ та ПХМ типу R717/R290

$T_6 = T_{п.о}, K$	$q_{x2} = h_a - h_c, кДж/кг$	$G_2 = \alpha \cdot G_1, кг/с$	$Q_{x2}, кВт$	$(Q_{x1} + Q_{x2}), кВт$	η_e	η'_e
273	296	0,227	67,1	567,1	0,249	0,262
267	290	0,277	80,3	580,3	0,255	0,265
261	283	0,33	93,5	593,5	0,262	0,266

Примітка: $\alpha = (h_6 - h_6') / (h_a - h_c)$; $G_2 = \alpha \cdot G_1$ – витрата холодоагенту R290 в ПХМ; $(Q_{x1} + Q_{x2})$ – сумарна холодопродуктивність системи машин

Порівняння таблиць 1 та 2 показує, що основні характеристики, такі як $(Q_{x1} + Q_{x2})$, η_e та η'_e відрізняються незначно, тобто при заміні в ПХМ аміаку на пропан основні характеристики практично незмінні.

4. Висновки

Зазначимо деякі особливості з'єднаних термодинамічних циклів, що називаються так згідно термінології, яка використовується в [10]:

1. В АВХМ аміак переохолоджується в процесі 6-6', починаючи від температури конденсації в циклах основної та додаткової холодильних машин і закінчуючи температурами $T_{п.о}$.

2. У виразі (17) для η_e у чисельнику підсумовуються ексергетичні холодопродуктивності. Вони у загальному випадку мають різні значення $|\tau_{e1}|$ та $|\tau_{e3}|$. У нашому випадку слід враховувати, що після дроселювання переохолоджений холодоагент приймає температуру $T_{п.о}$, яка забезпечується роботою

АВХМ при витраті холодоагенту G_1 . Холод, необхідний ПХМ на переохолодження до $T_{п.о}$ тієї ж кількості G_1 , перетворюється після дроселювання в холод з потенціалом T_{x1} . Це вказує на те, що можна вираз (17) звести до більш простого вигляду:

$$\eta'_e = \frac{|\tau_{e1}| \cdot (Q_{x1} + Q_{x2})}{\tau_{e2} \cdot Q_T + W_2}. \quad (20)$$

Тут у чисельнику наведена ексергетична холодопродуктивність системи машин, а в знаменнику – сума потужностей.

Аналіз розрахункових значень основних показників системи холодильних машин дозволяє зробити такі висновки:

При зниженні температури попереднього охолодження такі показники машин, як $(Q_{x1} + Q_{x2})$, Q_{x1} , η_e та η'_e будуть монотонно змінюватись при зниженні $T_{п.о}$. Причому $(Q_{x1} + Q_{x2})$, η_e та η'_e будуть зростати, а η_{e2} як функція $T_{п.о}$ – зменшуватись.

У системі зазначених холодильних машин забезпечується збільшення таких дуже важливих показників, як ексергетичний ККД η_e і загальна холодопродуктивність ($Q_{x1}+Q_{x2}$). Так, η'_e , незалежно від холодоагенту ПХМ, зростає на 11,8 %, а ($Q_{x1}+Q_{x2}$) – на 18,7 %.

Спостережуване зростання ефективності і холодопродуктивності системи машин дозволить підвищити інтерес до практичного використання отриманих результатів.

Особистий внесок авторів CRediT

Косой Б.В.: концептуалізація ідеї, формальний аналіз, написання – огляд та редагування. **Грудка Б.Г.:** методологія, дослідження, формальний аналіз, написання – оригінальний проект, адміністрування. **Зімін О.В.:** перевірка, верифікація, курація даних, написання – огляд та редагування.

Література

1. Фізика низьких температур. Перевв. з англ. за ред. **А.І. Шальнікова**. – М.: Вид-во іноз. літератури, 1962. – 938 с.
2. **Hausen H.** Handbuch der Kaeltechnik. Erzeugung sehr tiefer Temperaturen, Gasverfluessigung und Zerlegung von Gasgemischen. – Berlin: Springer Verlag, 1957. – Bd. 8. – 412 s.
3. **Arkharov A.M., Marfenina I.V., Mikulin Ye.I.** Cryogenic systems. Vol I. Basics of theory and de-

sign. – М.: Bauman Moscow State Technical University, 2000. – 518 p.

4. **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.
5. **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.
6. **Bilal Ahmed Qureshi, Syed M. Zubair.** The effect of refrigerant combinations on performance of a vapor compression refrigeration system with dedicated subcooling // International Journal of Refrigeration. – 2012. – Vol. 35. – №1. – P. 47-57.
7. **Лавренченко Г.К.** Термодинамічні аспекти застосування попереднього охолодження в циклах кріогенних установок та холодильних машин // Технічні газети. – 2017. – Т. 17. – №6. – С. 14-21.
8. **Бараненко А.В., Бухарін Н.М., Пекарєв В.І. та ін.** Холодильні машини; за загальною редакцією **Л.С. Тимофіївського**. – СПб.: Політехніка, 1997. – 992 с.
9. **Бамбушек О.М., Бухарін Н.М., Герасімов О.Д. та ін.** Теплові та конструктивні розрахунки холодильних машин; за загальною редакцією **І.А. Сакуна**. – Л.: Машинобудування, 1987. – 423 с.
10. **Будневич С.С.** Процеси глибокого охолодження. – М.-Л.: Машинобудування, 1966. – 260 с.

Отримана в редакції 14.08.2022, прийнята до друку 19.09.2022

The effect of pre-cooling on the performance of an absorption water-ammonia refrigeration machine

Boris Kosoy¹, Bohdan Hrudka²✉, Oleksii Zimin³

¹⁻³Odesa National University of Technology, 1/3 Dvoryanskaya str., Odessa, 65082, Ukraine

✉ e-mail: ²bogdangennadievich@gmail.com

ORCID: ¹<https://orcid.org/0000-0001-5353-8881>; ²<https://orcid.org/0000-0003-1200-5442>;

³<https://orcid.org/0000-0001-9053-3262>

Heat-using refrigeration machines are created taking into account the characteristics of the external heat sources used; set cooling capacity and cooling temperature; circuit solutions and characteristics of devices. Absorption water-ammonia refrigeration machines (AWRM) allow, in a single-stage design, unlike absorption lithium bromide refrigerating machines, to produce cold at a temperature level up to 243 K. Despite this, their use is constrained by relatively low efficiency. Improving the characteristics of AWRM is an urgent scientific and technical task. Efficiency-enhancing solutions for ammonia-water absorption refrigerating machines can increase their competitiveness with other types of heat recovery chillers. It is proposed to increase the exergy efficiency of AWRM η_e by introducing into their circuit a vapor-compression refrigeration machine (VRM) with a relatively low cooling capacity. For this purpose

it is expedient to use VRM for supercooling liquid ammonia as a refrigerant of AWRM. Note that in the vapor-compression refrigeration machine, ammonia is supercooled after the AWRM condenser from T_{env} to $T_{p.c.}$. To determine the energy characteristics of the cooling system under consideration, we will choose a fairly efficient, often used AWRM with a regenerative solution heat exchanger, a rectifier, and a water reflux condenser. Studies of the AWRM+VRM complex have shown that supercooling of liquid ammonia before its throttling contributes to an increase not only in the exergy efficiency η_e , but also in the cooling capacity. For example, in a system that includes an AWRM with a cooling capacity of 500 kW at 258 K and a relatively small VRM, the exergy efficiency and total cooling capacity at pre-cooling to 261 K increase by 11,8% and 18,7%, respectively. The results obtained make it possible to increase interest in such complexes.

Keywords: Absorption water-ammonia refrigeration machine; Vapor-compression refrigeration machine; Pre-cooling; Cooling capacity; Exergy efficiency.

References

1. Low temperature physics. (1962) Transl. from English by ed. **A.I. Shal'nikov**. *M.: Publishing house foreign literature*, 938.
2. **Hausen, H.** (1957). Handbuch der Kaeltechnik. Erzeugung sehr tiefer Temperaturen. Gasverflüssigung und Zerlegung von Gasmischen. *Berlin: Springer Verlag*, 8, 412.
3. **Arkharov, A.M., Marfenina, I.V., Mikulin, Ye.I.** (2000). Cryogenic systems. Vol I. Basics of theory and design. *M.: MSTU*, 518.
4. **Bilal Ahmed Qureshi, Syed M. Zubair.** (2013). Cost optimization of heat exchanger inventory for mechanical subcooling refrigeration cycles. *International Journal of Refrigeration*, 36, 4, 1243-1253.
5. **Bilal Ahmed Qureshi, Syed M. Zubair.** (2013). Mechanical sub-cooling vapor compression system: Current status and future directions. *International Journal of Refrigeration*, 36, 8, 2097-2110.
6. **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.
7. **Lavrenchenko, G.K.** (2017). Thermodynamic aspects of the use of pre-cooling in the cycles of cryogenic plants and refrigerating machines. *Industrial Gases*, 6, 14-21.
8. **Baranenko, A.V., Bukharin, N.N., Pekarev, V.I. et al.** (1997). Refrigerating machines; edited by **L.S. Timofeevsky**. *SPb.: Polytechnic*, 992.
9. **Bambushek, E.M., Bukharin, N.N., Gerasimov, E.D. et al** (1987) Thermal and structural calculations of refrigerating machines; edited by **I.A. Sakun**. *L.: Mechanical Engineering*, 423.
10. **Budnevich, S.S.** (1966). Deep cooling processes. *M.-L.: Engineering*, 260.

Received 14 August 2022
 Approved 19 September 2022
 Available in Internet 04 October 2022