

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК 621.565.58

Розробка систем охолодження з використанням відновлюваних джерел теплової енергії і технології нічного радіаційного випромінювання

О. С. Тітлов¹✉, О. П. Цой², Т. А. Ашик³, А. С. Алімкеішова⁴, Р. А. Джамашева⁵

^{1,3}Одеський національний технологічний університет, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна;

^{2,4,5}Алматинський технологічний університет, вул. Толі бі, 100, Алмати, 750012, Республіка Казахстан

✉ e-mail: ¹titlov1959@gmail.com

ORCID: ¹<https://orcid.org/0000-0003-1908-5713>; ²<http://orcid.org/0000-0002-3073-6698>; ³<https://orcid.org/0000-0003-3569-7920>; ⁴<http://orcid.org/0000-0003-4872-2881>; ⁵<https://orcid.org/0000-0002-4940-8336>

Останнім часом, у зв'язку з вимогами енергоефективності та скороченням терміну використання синтетичних холодоагентів у холодильних системах, спостерігається стійкий інтерес до пасивних методів охолодження. Одним із таких методів є охолодження за рахунок радіаційного випромінювання в космічний простір. У статті показані енергетичні перспективи використання технології «нічного радіаційного охолодження» (НРО) для автономних систем охолодження переважно в сільських і фермерських господарствах. Використання НРО в значній мірі визначається особливостями клімату того чи іншого регіону. У певних кліматичних умовах холодильні системи, що використовують радіаційне випромінювання, будуть працювати ефективніше, ніж в інших. Із усього спектра сучасного холодильного обладнання для вирішення завдань автономного штучного охолодження найбільш ефективними з енергетичної точки зору є парокомпресійні холодильні машини, що працюють від дизель-генераторів або сонячних батарей, а також тепловикористальні абсорбційні холодильні машини, джерелом теплової енергії для яких є потоки нагрітих газів і рідин. Розроблено алгоритм пошуку мінімальної температури джерела, що гріє, в залежності від температур об'єкта охолодження і охолоджуючого середовища абсорбційної водоаміачної холодильної машини (АВХМ). Показано, що при реалізації традиційних циклів АВХМ є режими з максимальною енергетичною ефективністю в практичному діапазоні температур, а для їх досягнення необхідно відповідна комбінація складу робочого тіла і температур гріючого джерела. Показано переваги при ПКХМ при низьких температурах атмосферного повітря. Як робоче тіло для цих умов рекомендований аміак, з максимальною енергетичною ефективністю холодильного циклу серед розглянутих аналогів. Розроблено оригінальні схеми автономних систем охолодження молока на базі ПКХМ і АВХМ з використанням технології НРО.

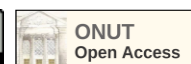
Ключові слова: Автономні системи охолодження; Відновлювані і викидні джерела теплової енергії; Нічне радіаційне охолодження; Водоаміачна абсорбційна холодильна машина; Парокомпресійна холодильна машина; Енергетична ефективність; Первинне охолодження молока

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v60i3.3048>

© The Author(s) 2024. 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

Незважаючи на високі темпи індустріалізації та електрифікації в сучасному світі, у багатьох країнах є значна кількість територій, де або від-

сутні джерела електропостачання, або їхня якість є незадовільною.

Одним із таких прикладів є сільські і фермерські господарства, що розташовані в місцях заготівлі та первинної обробки продукції тваринного і

рослинного походження.

Особливо гостро стоять проблеми якісного забезпечення первинної холодильної обробки м'ясних і молочних продуктів відповідно до технологічних вимог. І якщо в регіонах із холодним кліматом ще можна використовувати відомі здавна технології застосування водяного льоду [1], то в країнах із помірним і тропічним кліматом необхідно застосовувати лише штучне охолодження.

Із усього спектра сучасного холодильного обладнання для вирішення завдань автономного штучного охолодження найбільш ефективними з енергетичної точки зору є парокомпресійні холодильні машини (ПКХМ), що працюють від дизель-генераторів або сонячних батарей [2], а також тепловикористальні абсорбційні холодильні машини, джерелом теплової енергії для яких є потоки нагрітих газів і рідин [3, 4].

Як показав порівняльний аналіз, для умов роботи в автономному режимі можна використовувати лише водоаміачні абсорбційні холодильні машини (АВХМ). На відміну від бромистолітєвих аналогів, вони не потребують обов'язкового рідинного охолодження тепловідвідних елементів (конденсатора, дефлегматора, абсорбера) і є значно дешевшими у виготовленні через доступність конструкційних матеріалів (вуглецевих сталей) [5]. При цьому, якщо враховувати весь ланцюг виробництва електричної енергії на теплових станціях, то АВХМ демонструють подібну енергетичну ефективність до ПКХМ [6].

Під час розробки нової автономної техніки необхідно пам'ятати, що дефіцит і висока вартість органічних паливних ресурсів, особливо відчутні наразі у світі, а також посилення екологічних вимог щодо зниження потенціалу глобального потепління на планеті ставлять як ніколи раніше актуальне завдання зі зменшення споживання палива в енергетичних, холодильних і енерготехнологічних установках.

У зв'язку з цим актуальним стає завдання пошуку шляхів підвищення енергетичної ефективності автономних систем охолодження як на базі ПКХМ, так і на базі АВХМ.

Найбільш раціональним буде комплексний підхід, коли розглядаються і зовнішній (особливості роботи в умовах змінного протягом доби та пори року тепловідведення в навколишнє середовище), і внутрішній фактор (удосконалення термодинамічних циклів і схем).

2. Аналіз літературних даних і постановка проблеми

Останнім часом, у зв'язку з вимогами енергоефективності та скороченням терміну використання синтетичних холодоагентів (фреонів) у холодильних системах, спостерігається стійкий інтерес до пасивних методів охолодження. Одним із таких методів є охолодження за рахунок радіаційного випромінювання в космічний простір.

Будь-яка поверхня, звернена до нічного неба, за певних умов може випромінювати більше теплової енергії, ніж отримувати її назад від навколишнього середовища [7]. Цей ефект має назву нічного радіаційного охолодження (НРО), і завдяки ньому можна підтримувати температуру теплоносія нижчою за температуру навколишнього повітря.

Використання НРО в значній мірі визначається особливостями клімату того чи іншого регіону. У певних кліматичних умовах холодильні системи, що використовують радіаційне випромінювання, будуть працювати ефективніше, ніж в інших. Вплив клімату на роботу систем цього типу досліджувався в роботах [8-10].

Встановлено, що на можливість використання НРО впливають такі атмосферні параметри, як швидкість вітру, вологість повітря, прозорість атмосфери для інфрачервоного випромінювання в діапазоні від 8 до 13 мікрометрів [10].

Дослідження роботи холодильних систем, що використовують НРО, проводились у багатьох регіонах з різними кліматичними умовами: у північному регіоні Таїланду у вологому жаркому кліматі в жарку пору року [11]; у Копенгагені, Мілані та Афінах [12] для охолодження офісів в теплий період року (з 1 травня по 30 вересня). Досліджена можливість охолодження матеріалу з фазовим переходом для накопичення холоду, що створюється за допомогою НРО.

В Австралії [13] намагались знизити вартість системи охолодження шляхом поєднання системи НРО з сонячними батареями (фотоелектричними панелями).

У всіх дослідженнях [11-13] вдень охолодження радіатора (охолоджувального пристрою) до нижчої температури, ніж температура навколишнього середовища, не досягалося, оскільки поглинута сонячна енергія перевищувала випромінюване теплове випромінювання.

Для підвищення інтенсивності радіаційного охолодження пропонуються матеріали з високою випромінювальною здатністю в інфрачервоній частині спектра [14].

Також для покращення результату пропонується закривати радіатор поліетиленовою плівкою для зниження конвективного теплоприпливу і фарбувати його поверхню фарбою з високою випромінювальною здатністю [7], щоб він міг віддавати більше тепла за допомогою інфрачервоного випромінювання. Однак радіаційне охолодження в основному було можливим лише вночі, оскільки підходящі матеріали з високою інфрачервоною випромінювальною здатністю не забезпечували охолодження вдень [15, 16]. Як барвник, зокрема, пропонується використовувати матеріал з високим вмістом сполуки TiO_2 , що підвищує випромінювальну здатність поверхні [17].

Дослідження застосування радіаційного випромінювання для холодильних систем проводяться і для різко континентального клімату Казахстану [8, 14, 18].

Автори [18] показали, що в регіонах з різко континентальним кліматом нічне радіаційне охолодження може бути використано для зниження температури рідини, що надходить періодично. Наприклад, цю схему можна застосовувати для первинного охолодження молока після збору.

Тепловідвідні елементи з площею випромінювальної поверхні 4 м^2 дозволяють забезпечувати протягом року холодопродуктивність установки від 140 до 650 Вт, залежно від погодних умов міста Усть-Каменогорськ.

Отже, технологія НРО допомагає збільшити тривалість використання природного холоду і знизити витрати електроенергії для систем охолодження на базі ПКХМ.

При розробці систем охолодження на базі АВХМ потрібен оптимальний робочий діапазон температур у зоні генерації від 120 до 140 °С [19].

Оскільки основний парк сонячних колекторів складають конструкції з водою як теплоносієм [20], цього недостатньо для повноцінної реалізації циклу АВХМ навіть у зоні помірного клімату [21].

Відомі технічні пропозиції щодо вирішення проблеми низьких температур у зоні генерації пари аміаку [22, 23], але автори не наводять жодних режимних характеристик для реалізації холодильного циклу.

Таким чином, дослідження та розробки систем охолодження на базі ПКХМ і АВХМ з метою

розширення їх області застосування можна вважати актуальними.

3. Об'єкт, мета і завдання дослідження

Об'єкт дослідження – системи охолодження на базі ПКХМ та АВХМ.

Мета дослідження – розробити схеми та конструкції автономних систем охолодження на базі ПКХМ та АВХМ із використанням альтернативних та відновлювальних джерел енергії та визначити енергетично ефективні режими їх роботи за різних умов тепловідведення в різний час доби та року.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі завдання:

Розробити методику моделювання режимів АВХМ та провести аналітичні дослідження в широкому діапазоні робочих термодинамічних параметрів.

Розробити перспективні схеми автономних систем охолодження на базі ПКХМ та АВХМ з використанням альтернативних та відновлювальних джерел енергії, зокрема з використанням технології НРО.

4. Моделювання циклів АВХМ

Цикли АВХМ реалізуються в насосній і безнасосній схемах [19]. Насосні схеми мають вищу енергетичну ефективність, але містять у своєму складі циркуляційний насос і не є автономними. Безнасосні схеми автономні, але недостатньо ефективні. Робоче тіло насосних АВХМ – водоаміачний розчин (ВАР), безнасосних – ВАР з додаванням інертного газу (водню).

Однією з особливостей АВХМ є взаємозалежність температур у характерних процесах циклу – температури гріючого середовища t_h , температури охолоджувального середовища t_w , температури об'єкта охолодження t_{ob} . З трьох температур довільно можуть бути задані лише дві [19].

Як показує практика, робота холодильної установки повинна забезпечувати заданий рівень охолодження (t_{ob} , °С), а сама установка працювати у відповідних кліматичних умовах, тобто при заданій температурі охолоджувального середовища [19]. Тому реальним параметром, який може змінюватися, є лише температура гріючого джерела.

Для роботи з низькопотенційними джерелами теплової енергії розроблено алгоритм розрахунку

циклів АВХМ насосного типу.

Під час проведення варіантних і оптимізаційних розрахунків циклів АВХМ було розроблено підсистему бібліотечних функцій термодинамічних і теплофізичних властивостей чистого аміаку та ВАР, що ґрунтується на використанні стандартних функцій апроксимації (лінійної або сплайнової) системи MathCAD [24].

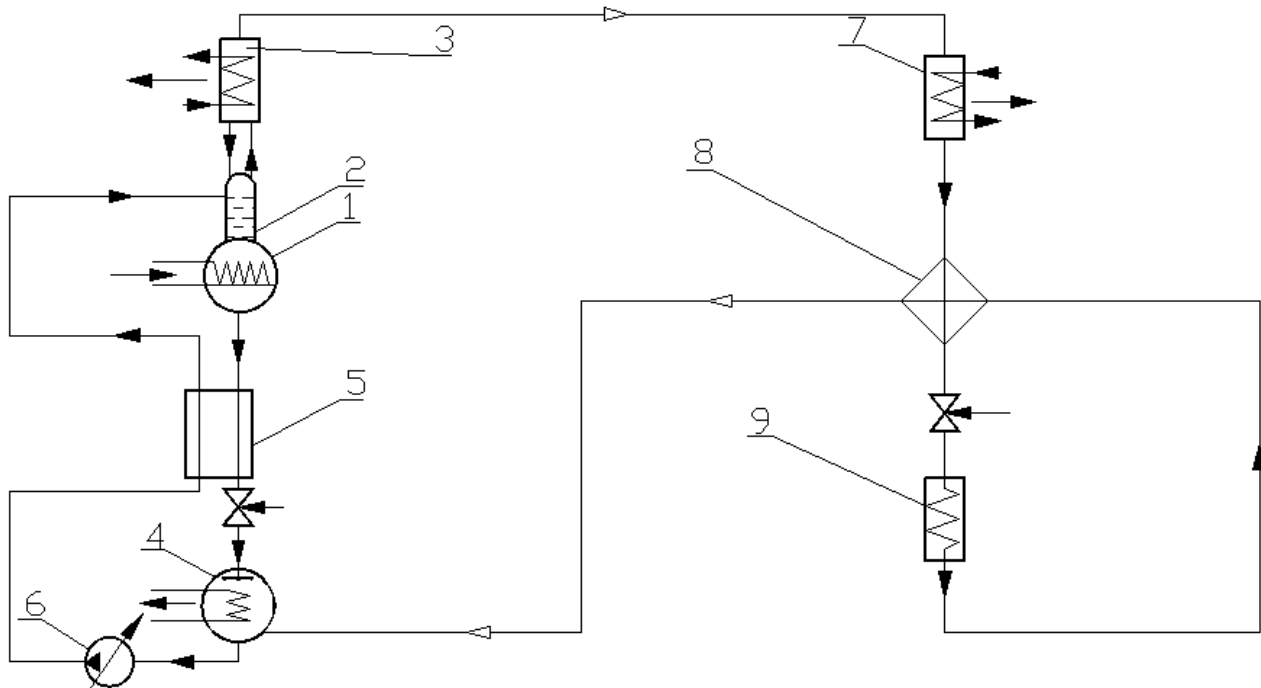


Рисунок 1 – Схема АВХМ з двома регенеративними теплообмінниками: 1 – генератор; 2 – ректифікатор; 3 – дефлегматор; 4 – абсорбер; 5 – РТР; 6 – насос; 7 – конденсатор; 8 – РТА; 9 – випарник

Пара потрапляє до ректифікатора 2, в якому охолоджений насичений ВАР з РТР 5 та абсорбера 4 стікає назустріч потоку пари, що йде з генератора 1. При цьому менш леткі пари води конденсуються першими, підвищуючи концентрацію аміаку в потоці. Далі пари ВАР потрапляють у дефлегматор 3. На його холодних трубках першими конденсуються пари води, які залишилися після ректифікатора 2. Наявність у схемі АВХМ ректифікатора 2 і дефлегматора 3 дозволяє практично повністю позбутися водяної пари в потоці пари аміаку, який йде до конденсатора 7. Далі пара аміаку надходить у конденсатор 7, зріджується з відведенням тепла фазового переходу, потрапляє в РТА 8, в якому холодна пара аміаку, що йде з випарника 9 до абсорбера 4 попередньо підігрівається, за рахунок чого збільшується тепловий коефіцієнт циклу АВХМ.

Рідкий аміак дроселюється в РВ-1 і кипить у випарнику 9, при цьому виробляється штучний хо-

На рис. 1 наведена базова схема насосної АВХМ, яка містить два регенеративні теплообмінники – розчинів (РТР) і аміаку (РТА) [25].

До генератора АВХМ 1, заповненого рідким ВАР, підводиться низькопотенційне тепло, внаслідок чого з розчину переважно випаровується низькокиплячий компонент (аміак) з незначними домішками водяної пари.

Пара аміаку надходить з випарника 9 через РТА в абсорбер 4, де поглинається і розчиняється в слабкому (з мінімальним складом аміаку) ВАР. Слабкий ВАР через дросель РВ-2 надходить з генератора 1 в абсорбер 4 через РТР 5, в якому підігрівається міцний (насичений) ВАР. Насичений ВАР за допомогою насоса 6 надходить у ректифікатор 2 цикл повторюється знову.

Вихідними даними для розрахунку є:

- температура навколишнього середовища t_w ;
- температура об'єкта охолодження t_{ob} ;
- перепади температур на елементах, які не явно враховують умови теплообміну та недорекуперацію тепла:

Δt_n – перепад температур між слабким ВАР та ґріючим джерелом тепла генератора;

Δt_{wk} , Δt_{wa} , Δt_{def} – температурний напір в конденсаторі, абсорбері, дефлегматорі з охолоджуючим середовищем;

Δt_{TO} – температурний напір між потоками

слабкого та міцного ВАР на холодному кінці РТР;

г) холодопродуктивність випарника .

Параметром, що варіюється, є температура гріючого джерела тепла Q_0 .

На першому етапі визначають два рівні тиску в циклі:

а) по температурі конденсації аміаку:

$$t_K = t_W + \Delta t_{WK} \quad (1)$$

тиск в конденсаторі, генераторі, дефлегматорі:

$$P_K = f(t_K) \quad (2)$$

б) по температурі об'єкта охолодження:

$$t_0 = t_{ob} - \Delta t_0 \quad (3)$$

тиск в випарнику:

$$P_0 = f(t_0) \quad (4)$$

Потім знаходять термодинамічні параметри (температура, питомий об'єм та масова частка) та теплові функції (питома ентальпія) у характерних точках циклу (на вході та на виході елементів).

Температура слабого ВАР на виході генератора:

$$t''_{cl.G} = t_h - \Delta t_h \quad (5)$$

Масова частка аміаку в слабкому ВАР на виході генератора:

$$\xi'_{cl} = f(P_K, t''_{cl.G}) \quad (6)$$

Температура міцного ВАР на виході абсорбера:

$$t''_{kp.A} = t_W - \Delta t_{WA} \quad (7)$$

Питомий об'єм міцного ВАР на виході абсорбера:

$$v' = f(P_K, t''_{kp.A}) \quad (8)$$

Масова частка аміаку в міцному ВАР:

$$\xi'_{kp} = f(P_0, t''_{kp.A}) \quad (9)$$

Температура міцного ВАР на вході в генератор:

$$t'_{kp.G} = f(P_K, \xi'_{kp}) \quad (10)$$

Масова частка аміаку у паровій суміші на виході генератора – вході дефлегматора:

$$\xi''_{GD} = f(P_K, t'_{kp.G}) \quad (11)$$

Кратність циркуляції ВАР:

$$f = \frac{\xi''_{GD} - \xi'_{cl}}{\xi'_{kp} - \xi'_{cl}} \quad (12)$$

Температура міцного ВАР на вході РТР:

$$t'_{kp.TO} = t''_{kp.A} \quad (13)$$

Температура слабого ВАР на вході РТР:

$$t'_{cl.TO} = t''_{cl.G} \quad (14)$$

і на виході РТР:

$$t''_{cl.TO} = t'_{kp.TO} + \Delta t_{TO} \quad (15)$$

Питома ентальпія, відповідно, міцного и слабого ВАР на вході в РТР:

$$i'_{kp.TOin} = f(P_0, t'_{kp.TO}) \quad (16)$$

$$i'_{cl.TOin} = f(P_K, t'_{cl.TO}) \quad (17)$$

Питома ентальпія міцного ВАР на виході абсорбера:

$$i'_{kp.A} = f(P_0, t'_{kp.TO}) \quad (18)$$

Масова теплоємність слабого ВАР на вході РТР:

$$C_{ex.TO} = f(P_K, t'_{cl.TO}) \quad (19)$$

і на виході РТР:

$$C_{вих.TO} = f(P_K, t''_{cl.TO}) \quad (20)$$

Середня теплоємність ВАР в РТР:

$$C_{cp.TO} = \frac{C_{ex.TO} + C_{вих.TO}}{2} \quad (21)$$

Питома ентальпія слабого ВАР на виході РТР:

$$i'_{cl.TOout} = i'_{cl.TOin} - C_{cp.TO} (t'_{cl.TO} - t''_{cl.TO}) \quad (22)$$

Питома ентальпія слабого ВАР на вході в абсорбер приймається рівній на виході РТР:

$$i'_{cl.A} = i'_{cl.TOout} \quad (23)$$

Питома ентальпія міцного ВАР на виході РТР:

$$i'_{kp.TOout} = i'_{kp.TOin} + \frac{(f-1)(i'_{cl.TOin} - i'_{cl.TOout})}{f} \quad (24)$$

Температура флегми на виході дефлегматора:

$$t_\phi = t_W + \Delta t_{офл} \quad (25)$$

Масова частка аміаку в флегмі:

$$\xi'_\phi = f(P_K, t_\phi) \quad (26)$$

Кратність циркуляції флегми в дефлегматоре:

$$R_\phi = \frac{1 - \xi''_{GD}}{\xi''_{GD} - \xi'_\phi} \quad (27)$$

Питома ентальпія пара аміаку на виході дефлегматора – вході конденсатора визначається за умови повного очищення від пари води:

$$i''_X = f(P_K, \xi''_D = 1) \quad (28)$$

Питома ентальпія рідкого аміаку на виході конденсатора:

$$i'_X = f(P_K, \xi'_K = 1) \quad (29)$$

Питома ентальпія пари аміаку на вході в випарник:

$$i''_0 = f(P_0, \xi''_0 = 1) \quad (30)$$

Питома ентальпія, відповідно, парової суміші і флегми на виході генератора:

$$i''_G = f(P_K, t''_{cl.G}) \quad (31)$$

$$i'_\phi = f(P_K, \xi'_\phi) \quad (32)$$

Питома ентальпія, відповідно, рідкого аміаку і пари аміаку на вході в РТА:

$$i_{PTOin.li} = i'_x \quad (33)$$

$$i_{PTOin.v} = i''_0 \quad (34)$$

Визначаємо масову теплоємність пари аміаку в РТА:

$$C_V = f(t_0) \quad (35)$$

Питома ентальпія пари аміаку на виході РТА:

$$i_{PTOout.v} = i''_0 + C_V \cdot \Delta t_{PTO} \quad (36)$$

Питома ентальпія рідкого аміаку на виході РТА:

$$i_{PTOout.li} = i_{PTOin.li} - i_{PTOout.v} + i_{PTOin.v} \quad (37)$$

Визначаються питомі теплові навантаження на елементи:

а) холодопродуктивність випарника:

$$q_0 = i''_0 - i_{PTOout.li} \quad (38)$$

б) дефлегматора:

$$q_D = (1 - R_\phi) \cdot i''_G - i''_X - R_\phi \cdot i'_\phi \quad (39)$$

в) генератора:

$$q_G = (1 + R_\phi) \cdot i'' - f \cdot i_{кр,TOout} + (f - 1) \cdot i_{сл,TOin} - R_\phi \cdot i'_\phi \quad (40)$$

г) конденсатора:

$$q_K = i''_X - i'_X \quad (41)$$

д) абсорбера:

$$q_A = i_{PTOout.v} - f \cdot i_{кр,A} + (f + 1) i_{сл,A} \quad (42)$$

е) циркуляційного насоса:

$$l_{pump} = v' \cdot f \cdot (P_K - P_0) \quad (43)$$

Знаходимо тепло, що підводиться:

$$q_1 = q_G + q_0 + l_{pump} \quad (44)$$

та тепло, що відводиться:

$$q_2 = q_A + q_K + q_D \quad (45)$$

Масова витрата пари аміаку у випарнику складає:

$$D = \frac{Q_0}{q_0} \quad (46)$$

Повні теплові навантаження:

а) генератор:

$$Q_G = q_G \cdot D \quad (47)$$

б) абсорбер:

$$Q_A = q_A \cdot D \quad (48)$$

в) конденсатор:

$$Q_K = q_K \cdot D \quad (49)$$

г) дефлегматор:

$$Q_D = q_D \cdot D \quad (50)$$

д) циркуляційний насос:

$$L_{pump} = l_{pump} \cdot D \quad (51)$$

Тепловий коефіцієнт циклу насосної АВХМ:

$$\eta = \frac{Q_0}{Q_G} \quad (52)$$

На першому етапі досліджень за наведеним вище алгоритмом був виконаний пошук діапазонів температур гріючого джерела (t_h), який би задовольняв умовам роботи АВХМ (t_w) і вимогам до об'єкта охолодження (t_0).

Актуальність такого дослідження була пов'язана з тим, що деякі режими роботи АВХМ не можуть бути організовані через недостатню високу температуру гріючого джерела. Так, наприклад, рівень температур охолодження у випарнику потребує відповідного рівня тиску P_0 і в випарнику, і в абсорбері. Рівноважна температура міцного ВАР в абсорбері $t''_{кр,A}$ повинна бути вищою за температуру охолоджуючого середовища, щоб забезпечити відведення теплоти абсорбції. Масова частка аміаку у міцному ВАР $\xi'_{кр}$ визначається значеннями P_0 і $t''_{кр,A}$, а для організації процесу абсорбції необхідна деяка зона дегазації – різницю масових часток аміаку в міцному $\xi'_{кр}$ і слабому $\xi'_{сл}$ ВАР. В свою чергу, масова частка аміаку в слабому ВАР $\xi'_{сл}$ визначається значеннями тиску конденсації-генерації P_K і температурою гріючого джерела t_h .

Алгоритм пошуку робочих режимів АВХМ перебував у наступному.

На першому етапі задається температура об'єкта охолодження $t_0 = -30$ °C; -15 °C; -5 °C.

Для кожного значення t_{ob} проводиться розрахунок із фіксованим значенням t_w з діапазоном від 25 до 43 °C з кроком в 1 °C.

Для заданих значень t_{ob} і t_w проводився розрахунок кратності циркуляції за рівнянням (12) із змінною t_h з кроком в 1 °C.

У разі, якщо $f > 0$ робили висновок, що режим роботи АВХМ може бути реалізований, а в іншому випадку, коли $f < 0$ – режим роботи не існує.

Результати розрахунків за наведеним алгоритмом представлені на рис. 2.

Отримані залежності являють собою мінімально необхідні значення температур середовища для умов роботи реальних АВХМ.

Аналіз цих результатів показує, що АВХМ у системі із сонячним колектором на воді як теплоносії може знайти застосування тільки в системах кондиціонування повітря при температурі охолоджуючого середовища не вище 36...37 °C.

Для роботи в системах охолодження з температурами до -30 °C необхідна температура гріючого середовища 140...150 °C.

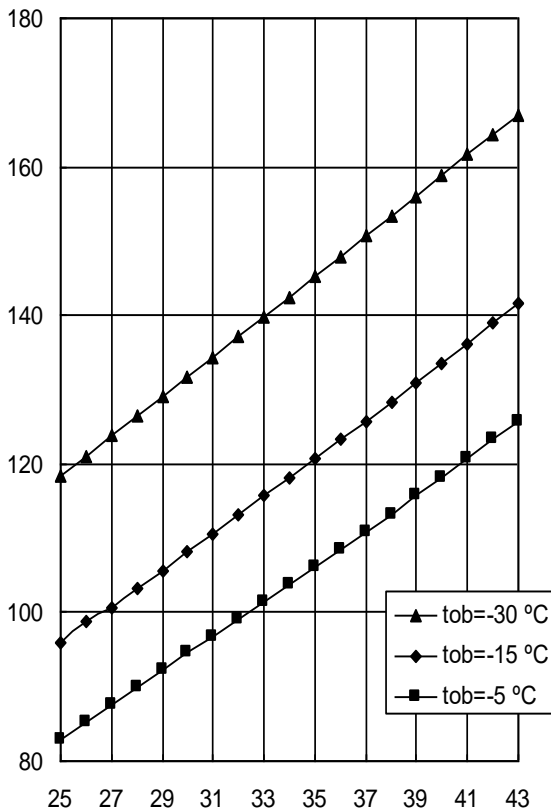


Рисунок 2 – Результати розрахунку мінімальної температури грійючого джерела (t_h) залежно від температур об'єкта охолодження (t_{ob}) та охолоджуючого середовища (t_w)

Як показав аналіз, при низьких температурах охолоджуючого середовища та грійючого джерела, зона дегазації може мати негативні значення, тобто цикл АВХМ може бути реалізований.

На другому етапі проведено аналіз циклів насосних АВХМ та визначено енергетичні характеристики циклів – тепловий коефіцієнт та робота циркуляційного насоса залежно від температури грійючого джерела.

Температура об'єкта охолодження у розрахунках становила: -5°C ; -15°C ; -25°C , температура охолоджуючого середовища: від 10 до 32°C .

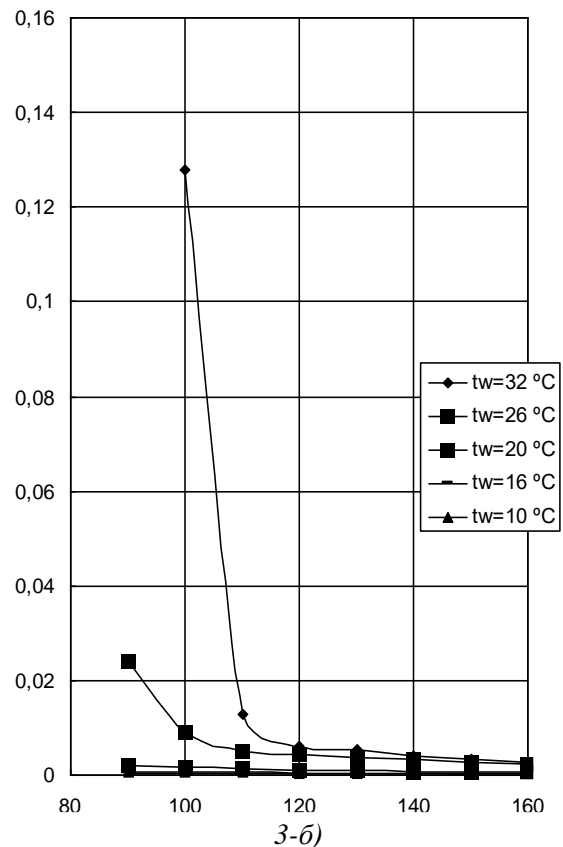
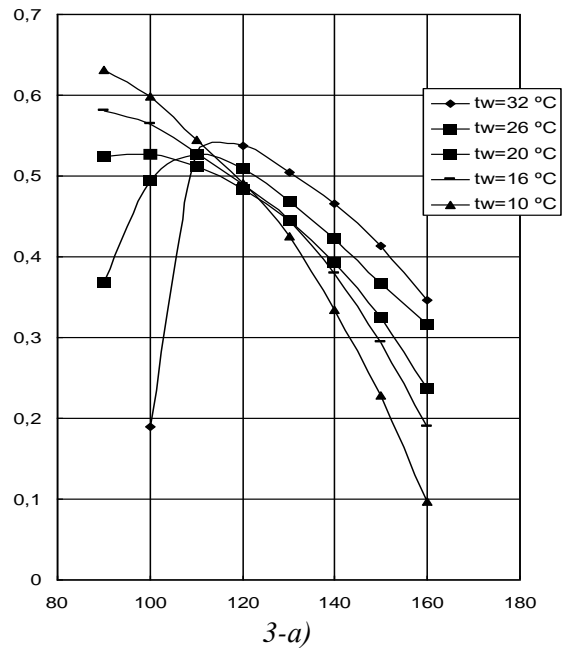
Температурні напори Δt_{TO} , Δt_{WK} , Δt_{WA} , Δt_{def} були прийняті рівними 5°C , а Δt_h рівною 10°C .

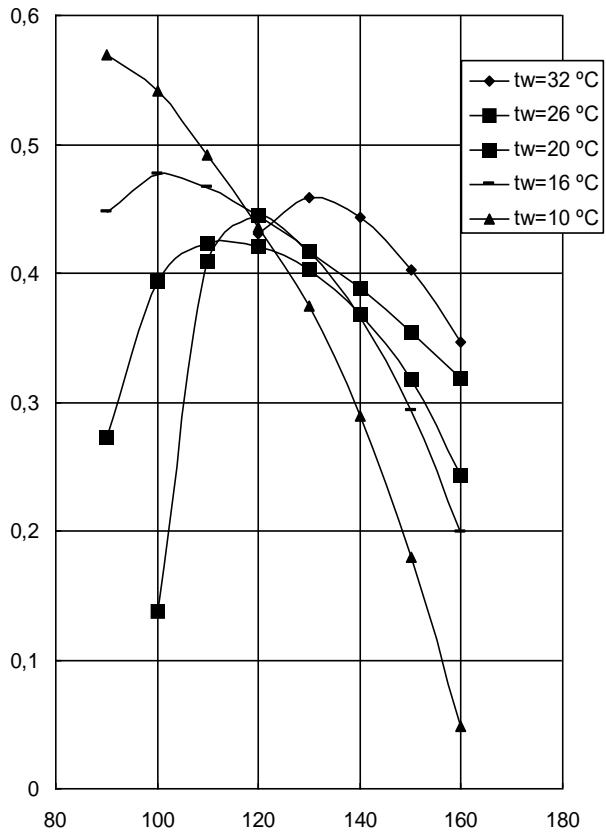
Мінімальна температура грійючого середовища під час аналізу становила 90°C , максимальна – 170°C . Значення мінімальної температури обрано межі реалізації циклів АВХМ, а максимальної – з урахуванням початку активної корозії конструкційного матеріалу.

Результати розрахунку насосної схеми АВХМ представлені у вигляді графічних залежностей на рис. 3.

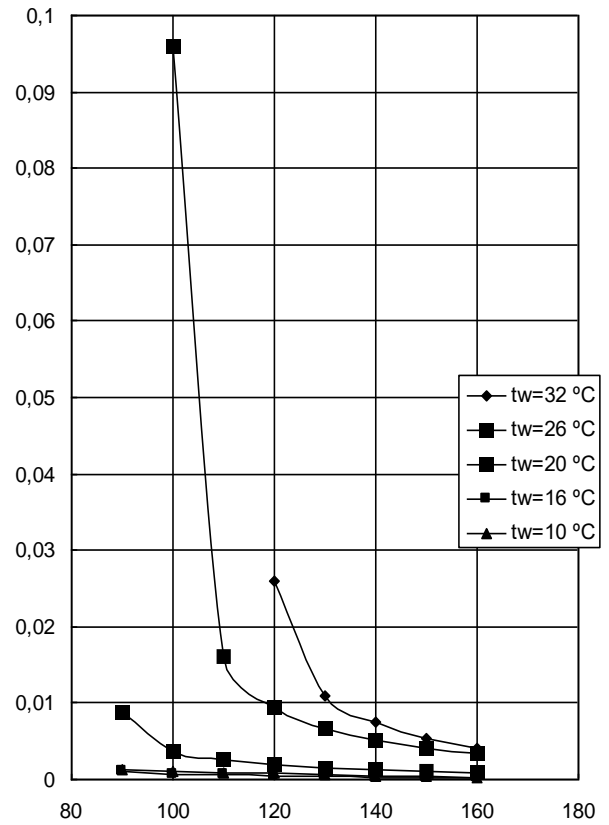
Одним із ключових моментів при розробці нової енергетичної техніки є енергетична ефективність агрегатів.

У зв'язку з тим, що на енергетичні характеристики АВХМ впливають усі три температурні джерела (грійючого середовища, об'єкта охолодження, холодного джерела), були виконані аналітичні роботи з пошуку енергозберігаючих режимів АВХМ (за максимумом теплового коефіцієнта тепловикористального холодильного циклу) у широкому діапазоні параметрів.

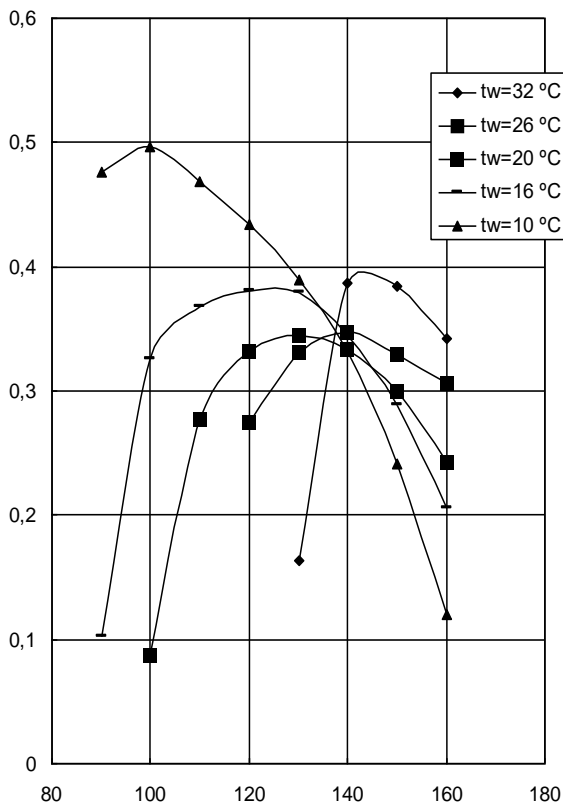




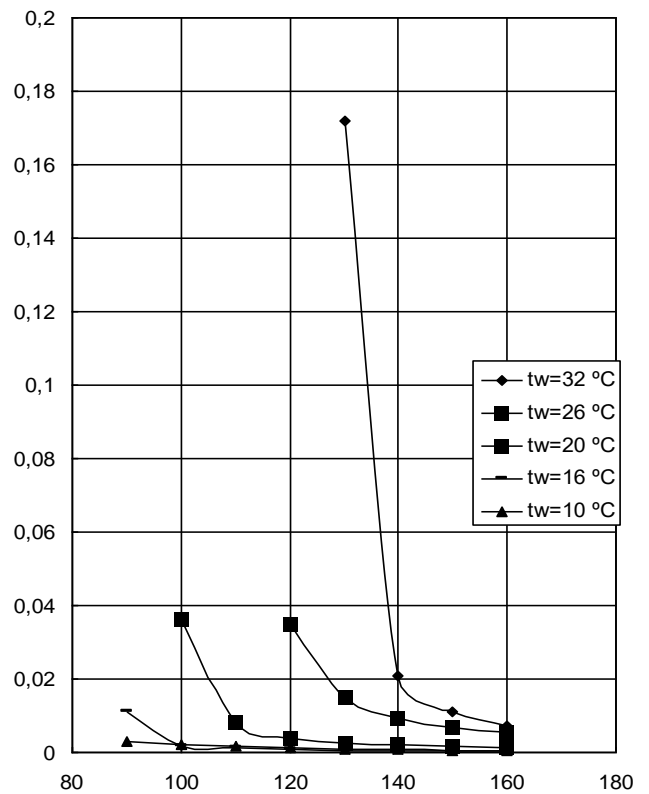
3-б)



3-з)



3-д)



3-е)

Рисунок 3 – Результати розрахунку енергетичних характеристик: теплового коефіцієнта циклу (η) та потужності циркуляційного насоса ($L_{\text{цирп}}$) насосної АВХМ при різних температурах навколишнього (t_w) і грійючого середовища (t_h), при температурі об'єкта охолодження (t_{ob}): а), б) $t_{ob} = -5$ °C; в), з) $t_{ob} = -15$ °C; д), е) $t_{ob} = -25$ °C.

Проведено аналітичне дослідження циклу АВХМ з регенеративним теплообмінником та побудовано залежності температури гріючого джерела при різних температурах об'єкта охолодження та охолоджуючого середовища, що забезпечують максимальну енергетичну ефективність у цих умовах (рис. 4).

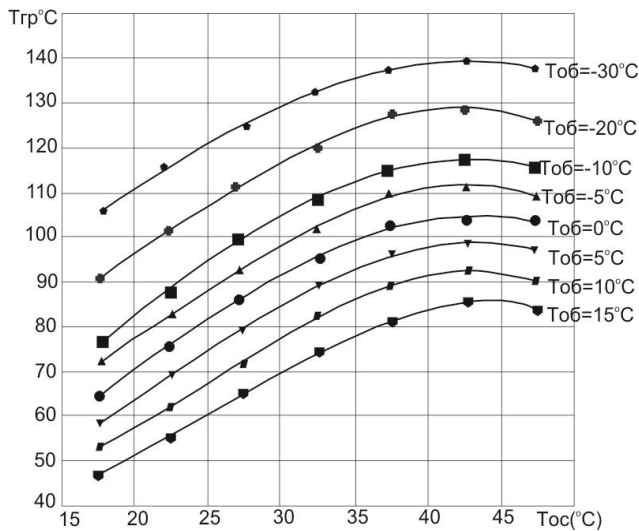


Рисунок 4 – Залежність температури гріючого джерела від температури охолоджуючого середовища при різних значеннях температури об'єкта охолодження та при максимальному значенні теплового коефіцієнта

5. Обговорення результатів моделювання робочих режимів АВХМ

Аналіз отриманих результатів розрахунку дозволяє зробити такі висновки.

По-перше, у діапазоні розрахункових параметрів має місце максимум енергетичної ефективності АВХМ. Найбільш явно наявність максимуму для умов роботи при температурах середовища, що охолоджує, $20...32^{\circ}\text{C}$ і низьких температурах об'єкта охолодження -25°C .

При зниженні температур об'єкта охолодження максимум енергетичної ефективності зміщується в область високих температур гріючого середовища, а його чисельні значення зменшуються..

Так, наприклад, при температурі охолоджуючого середовища 26°C та при:

- температурі об'єкта охолодження -5°C максимум теплового коефіцієнта циклу досягається при температурі гріючого джерела 110°C , значення теплового коефіцієнта становить $0,53$;

- температурі об'єкта охолодження -15°C максимум теплового коефіцієнта циклу досягається

ся при температурі гріючого джерела 120°C , значення теплового коефіцієнта становить $0,44$;

- температурі об'єкта охолодження -25°C максимум теплового коефіцієнта циклу досягається при температурі гріючого джерела 140°C , значення теплового коефіцієнта становить $0,34$.

Аналіз результатів розрахунку показав, що такий перебіг залежностей пояснюється:

а) в області низьких температур гріючого середовища (до максимуму теплового коефіцієнта) – високою кратністю циркуляції ВАР між генератором та абсорбером (від 6 до 112), яка обумовлена вузькою областю дегазації ($\Delta\xi = \xi_{кр} - \xi_{сл} \rightarrow \Delta\xi = 0,033 - 0,006$;

б) в області високих температур гріючого середовища (після максимуму теплового коефіцієнта) – збільшення частки води в паровому потоці водоаміачної суміші, що виходить з генератора, наприклад, при температурі охолоджуючого середовища 26°C і температурі об'єкта охолодження -5°C зростання частки пари води в суміші становить від $0,036$ до $0,408$, тобто більш ніж у 10 разів.

У першому випадку спостерігаються додаткові теплоприпливи в генератор з міцним потоком ВАР.

У другому випадку, незважаючи на зниження кратності циркуляції ВАР, теплове навантаження в генераторі збільшується через додаткові витрати на випарювання абсорбенту – води. Зростання теплового навантаження дефлегматора при цьому відповідно також збільшується більш ніж у 10 разів (при температурі охолоджуючого середовища 26°C і температурі об'єкта охолодження -5°C зростання теплового навантаження дефлегматора спостерігається від $0,024$ до $2,200$ кДж/кг).

Зменшення теплового коефіцієнта циклу АВХМ при зниженні температури охолодження пояснюється, тим що для реалізації низькотемпературного циклу необхідно використання ВАР із підвищеною часткою абсорбенту в абсорбері, що потребує додаткового випаровування води в генераторі. Так, наприклад, при температурі охолоджуючого середовища 26°C зниження температури об'єкта охолодження від -5 до -25°C вимагає зниження частки аміаку в слабкому ВАР від $0,439$ до $0,129$. При цьому, незважаючи на зниження теплового навантаження генератора через зменшення кратності циркуляції ВАР, несприятливий випереджальний вплив надає процес додаткового випарювання пари води.

У розрахунковому діапазоні у всіх випадках

збільшення температури гріючого джерела призводить до різкого зменшення потужності циркуляційного насоса, що перекачує міцний розчин з абсорбера в генератор.

Як показали розрахунки, при температурах гріючого джерела від 90 до 130 °С (залежно від температури охолоджуючого середовища) потужність циркуляційного насоса має максимальне значення. Надалі зі зростанням температури гріючого джерела спостерігається її асимптотичне зниження та повільне зменшення. Найбільші зміни при цьому відбуваються за підвищених температур охолоджуючого середовища (32 °С).

Отримана залежність для циркуляційного насоса збігається з результатами досліджень інших авторів [3, 26-29] та пояснюється збільшенням зони дегазації в абсорбері за рахунок зниження масової частки аміаку у слабкому ВАР.

6. Розробка автономної системи охолодження із застосуванням ефекту нічного радіаційного охолодження

6.1. Система на базі ПКХМ

Розглянемо для прикладу технологію НРО в системі охолодження молока на фермах (рис. 5, 6).

Пропонуються дві схеми із радіаційним охолодженням та резервною ПКХМ.

Схема 1 (рис. 5). У нічний час, коли відсутня сонячна радіація, рідкий холодоносій 4 з низькою температурою замерзання подається за допомогою насоса 3 до теплорозсіювальної панелі 9. Панель 9 скидає тепло в космічний простір за рахунок радіаційного інфрачервоного випромінювання, а в атмосферне повітря – за рахунок конвективного теплообміну.

За відсутності теплового навантаження температура охолоджувача та атмосферного повітря вирівнюється. При подальшій циркуляції спостерігається ефект НРО і холодоносій охолоджується нижче температури атмосферного повітря до 5...10 °С [30].

Холодоносій 4 далі надходить в бак-акумулятор 5 і охолоджує бак 7 з молоком 6. Якщо холодоносій 4 не може охолодити молоко до необхідної температури, то підключають ПКХМ 1. Випарник 2 ПКХМ 1 охолоджує холодоносій 4 і молоко 6 до необхідної температури. Мішалка 8 інтенсифікує процес охолодження молока 6. Після охолодження молока 6 до необхідної температури відкривається запірний вентиль 11 і виробляється злив продукту в бак 10.

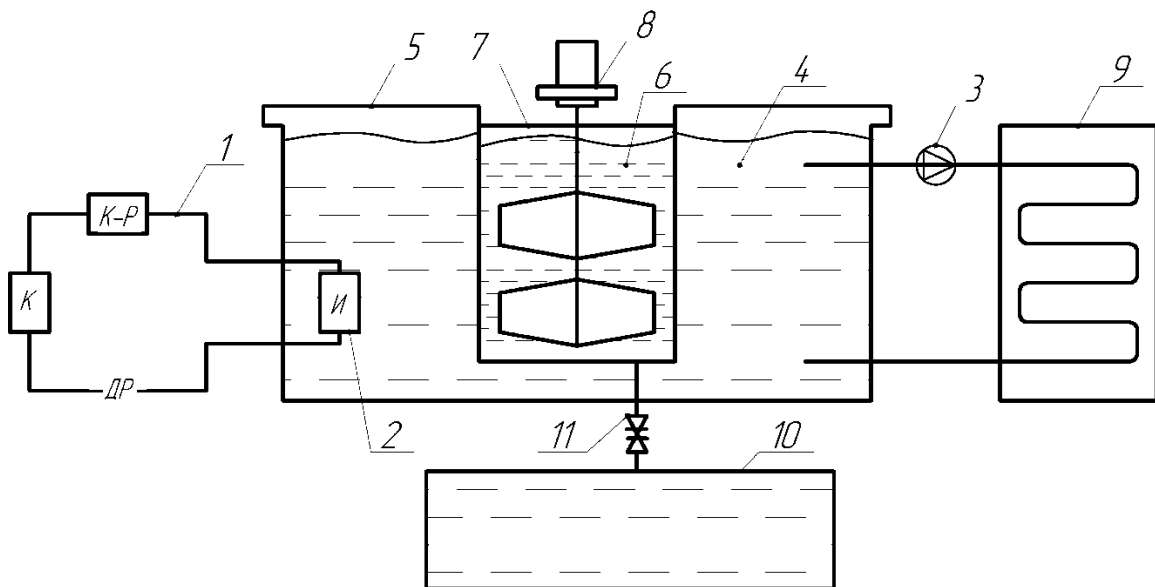


Рисунок 5 – Система охолодження молока з використанням НРО і ПКХМ: 1 – ПКХМ; 2 – випарник ПКХМ; 3 – насос холодоносія; 4 – холодоносій; 5 – бак-акумулятор холоду; 6 – молоко; 7 – ємність для молока; 8 – мішалка; 9 – теплорозсіювальна панель; 10 – бак для охолодженого молока; 11 – запірний вентиль

Схема 2 (рис. 6). Випарник 10 ПКХМ 9 розташовується в нижній частині і всередині сорочки бака-охолоджувача 4. У верхній частині сорочки бака-охолоджувача 4 встановлюється зрошувач 5 з

отворами для рівномірної подачі насосом 6 холодної води з акумулятора холоду 2.

Теплорозсіювальна панель 1 розташована під кутом 10...30° в напрямку півночі. При НРО холо-

доносій в радіаторі 1 охолоджується нижче атмосферного повітря на 5...10 °С [30] і надходить у теплообмінник 7, де охолоджує воду до потрібної температури.

Система охолодження працює ефективно в холодні пори року і без ПКХМ, коли температура атмосферного повітря не перевищує 10...12 °С,

особливо в нічний час.

У теплу пору року система охолодження ефективна лише вночі. Запас холоду за рахунок НРО забезпечує попереднє охолодження молока, а потім підключається вже ПКХМ. У цьому випадку відключають насос 6 і здійснюють циркуляцію насосом 13.

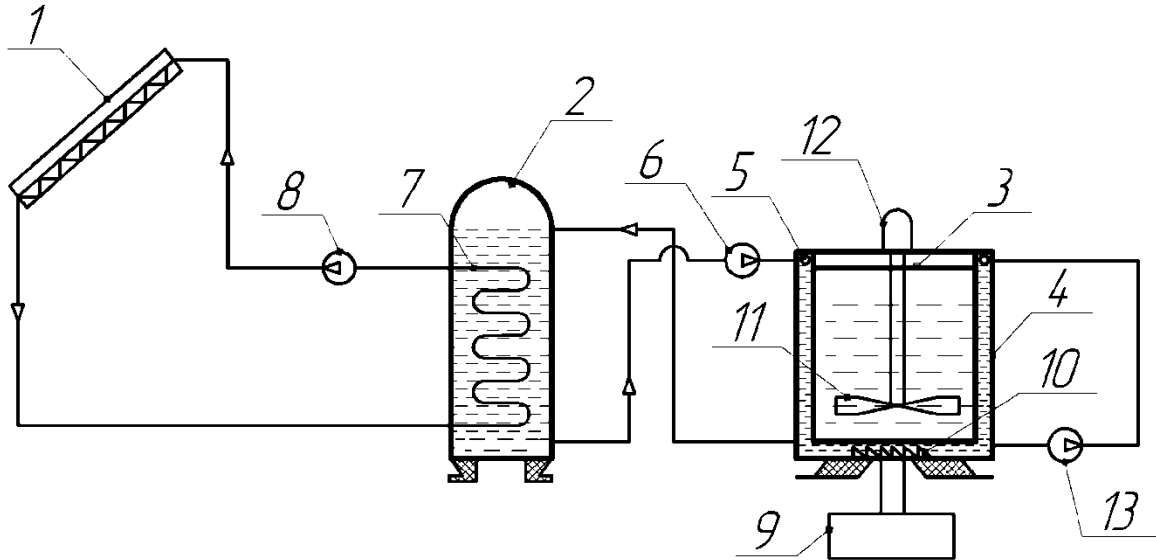


Рисунок 6 – Система охолодження молока з використанням НРО і ПКХМ: 1 – теплоізолювальна панель; 2 – бак-аккумулятор холоду; 3 – кришка бака-охолоджувача молока; 4 – бак-охолоджувач молока; 5 – трубопровід з отворами; 6 і 13 – насос для води; 7 – теплообмінник; 8 – насос для холодоносія; 9 – ПКХМ; 10 – випарник ПКХМ; 11 – мішалка; 12 – мотор-редуктор мішалки

При включенні до схем систем охолодження ПКХМ необхідно оцінити їх енергетичну ефективність при роботі в широкому діапазоні температур атмосферного повітря.

Слід оцінити можливість застосування дозволених нині холодильних агентів для умов роботи ПКХМ у складі систем охолодження молока з ефектом НРО.

Для цього був виконаний розрахунок термодинамічних параметрів найпростішого циклу ПКХМ без регенеративного теплообмінника та переохолодження рідини перед дроселюванням. При розрахунку використані робочі тіла ПКХМ: R134a; R717 (аміак); R22; R600 (ізобутан); R744 (CO₂).

Температура кипіння робочих тіл ПКХМ приймалася рівною $t_0 = 0$ °С, а температура конденсації варіювалась: $t_k = 10; 20; 30; 40$ °С.

При розрахунку використовувався класичний алгоритм [31] з визначенням у характерних точках циклу температур, тисків кипіння (P_0) і конденсації (P_k), також з розрахунком питомої холодопродуктивності (q_0), питомої роботи стиснення в компресорі (l), холодильного коефіцієнта (ε).

Результати розрахунків наведено у таблиці 1 [32-35].

Таблиця 1 – Результати розрахунків термодинамічних параметрів та енергетичних характеристик циклів ПКХМ

Робоче тіло ПКХМ	t_k , °С	P_0 , бар	P_k , бар	q_0 , кДж/кг	l , кДж/кг	ε
R134a	10	3,0	4	185	15	18,5
	20	3,0	5,6	170	22	7,7
	30	3,0	7,5	155	25	6,2
	40	3,0	9,8	140	32	4,3
R717	10	4,3	6	1260	10	127
	20	4,3	8,5	1200	40	30
	30	4,3	12,5	1160	100	11,6
	40	4,3	16,5	1100	150	7,3
R22	10	5,0	7	193	7	27,5
	20	5,0	9	181	17	10,6
	30	5,0	12	165	27	6,1
	40	5,0	16	153	36	4,25
R600	10	1,6	2,3	325	12	27
	20	1,6	3	300	15	20
	30	1,6	4	275	35	7,8
	40	1,6	5,3	255	50	5,1

Продовження таблиці 1

R744	10	35,0	45	210	8	26,2
	20	35,0	58	177	18	9,8
	30	35,0	72	133	28	4,75

Аналіз результатів розрахунку, наведених у таблиці 1 показує, що:

а) зниження рівня температур атмосферного повітря від 40 до 10 °С сприяє позитивно на енергетичній ефективності циклів ПКХМ, отже, у середньому має місце зростання холодильного коефіцієнта в 4-6 разів, а аміаку – в 17,3 разу;

б) максимальна енергетична ефективність циклу ПКХМ серед розглянутих робочих тіл зазначено у аміаку.

6.2. Система на базі АВХМ [36]

Система охолодження (рис. 7-9) містить теплоізольовану ємність 1 з кришкою 2. У нижній частині ємності 1 встановлений канал із запірним вентилям 3 для періодичного відведення охолодженого продукту. Збір та зберігання охолодженого молока здійснюється в ємності 4.

У середині ємності 1 по теплообміннику 7 циркулює крижана вода. Вхід холодного потоку розташований у верхній частині (Ia), а вихід у нижній частині (Iб) ємності 1. Система охолодження містить також бак-акумулятор крижаної води 5 з теп-

лоізоляційним покриттям. Бак 5 заповнюється крижаною водою 6 з температурою близькою до 0 °С. У внутрішньому об'ємі бака-акумулятора 5 встановлені теплообмінники 7 та 8.

По теплообміннику 7 за допомогою насоса 9 циркулює крижана вода (потоки Ia і Iб), а по теплообміннику 8 за допомогою насоса 10 циркулює розсол – незамерзаюча рідина при температурі, близькій до 0 °С.

Вхід охолодженого потоку розсолу в бак-акумулятор 5 (потоки IIa та IIIa) здійснюється у верхній частині, а вихід теплого потоку розсолу (потоки IIб та IIIб) з нижньої частини.

Система охолодження містить теплорозсіювальну металеву панель 11. Панель 11 розташована або горизонтально, або з деяким кутом до горизонту. Верхня частина панелі вкрита фарбою світлих кольорів. Панель 11 пов'язана в тепловому відношенні з системою каналів 12, якими циркулює потоки розсолу Ia і IIб. Система каналів 12 та нижня частина панелі 11 закривається теплоізоляційним покриттям 13.

До складу системи входить холодильна система на базі АВХМ 14 (рис. 7), призначена для охолодження потоків розсолу IIIa та IIIб. Управління потоками розсолу IIa, IIб, IIIa і IIIб здійснюється за допомогою запірних вентилів відповідно 44, 45, 46 і 47.

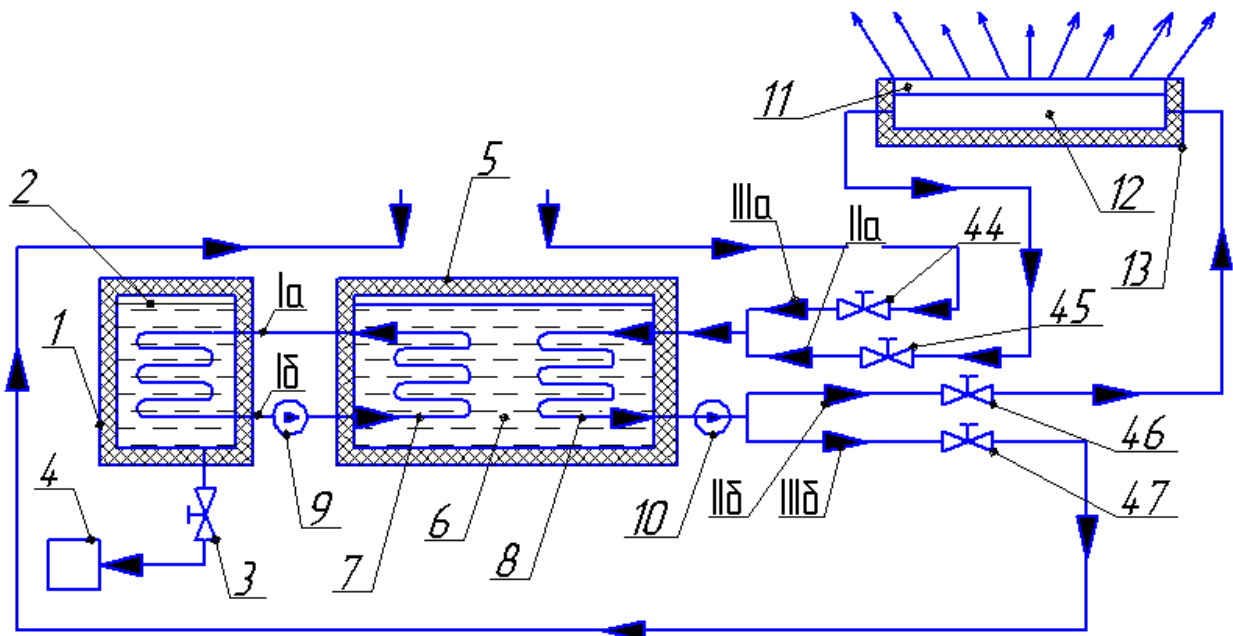


Рисунок 7 – Схема системи охолодження молока з теплорозсіювальною панеллю:

1 – ємність з молоком; 2 – кришка; 3 – запірний вентиль; 4 – молокозбиральна ємність; 5 – бак-акумулятор крижаної води; 6 – крижана вода; 7 – теплообмінник з водою; 8 – теплообмінник з розсолу; 9 – циркуляційний насос крижаної води; 10 – насос для розсолу; 11 – теплорозсіювальна панель; 12 – система каналів; 13 – теплоізоляційне покриття; 44, 45, 46 та 47 – вентиля

Холодильна система 14 має АВХМ 15 з системою підведення тепла від сонячного колектора 16 і генератора топкових газів 17, а також систему автономного електрозабезпечення на базі сонячних батарей 18 (рис. 8).

Система сонячного колектора 16 має циркуляційний насос 48 і систему запірних вентилів 19, 20, 21, що забезпечують подачу гарячого теплоносія як на АВХМ 15, так і до інших споживачів тепла 22.

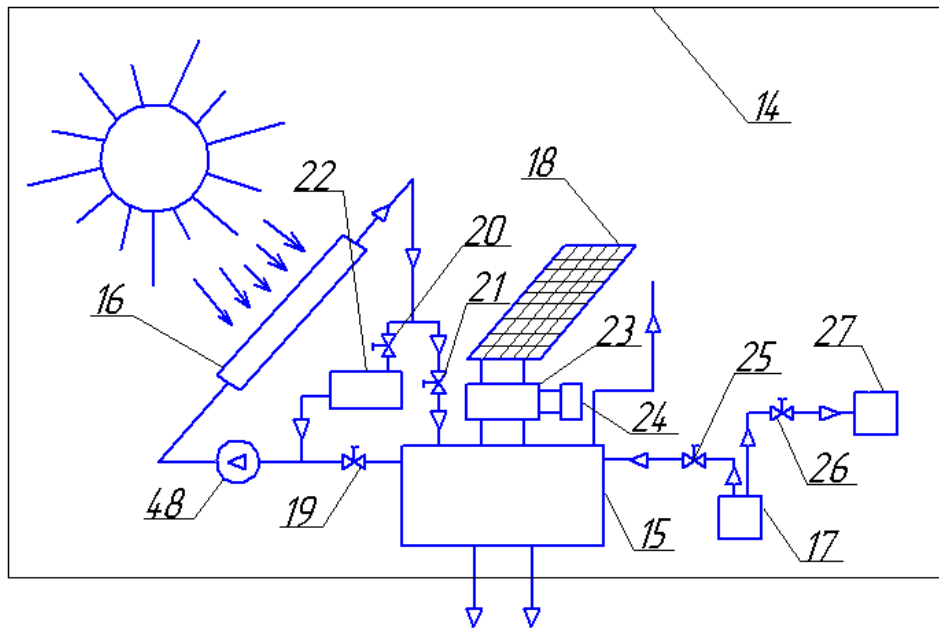


Рисунок 8 – Система генерації штучного холоду: 14 – холодильна система; 15 – АВХМ; 16 – сонячний колектор; 17 – генератор топкових газів; 18 – сонячні батареї; 19, 20 та 21 – запірні вентиля; 22, 24 та 27 – споживачі тепла; 23 – система перетворення постійного струму; 25 і 26 – запірно-регулюючі вентиля; 48 – циркуляційний насос

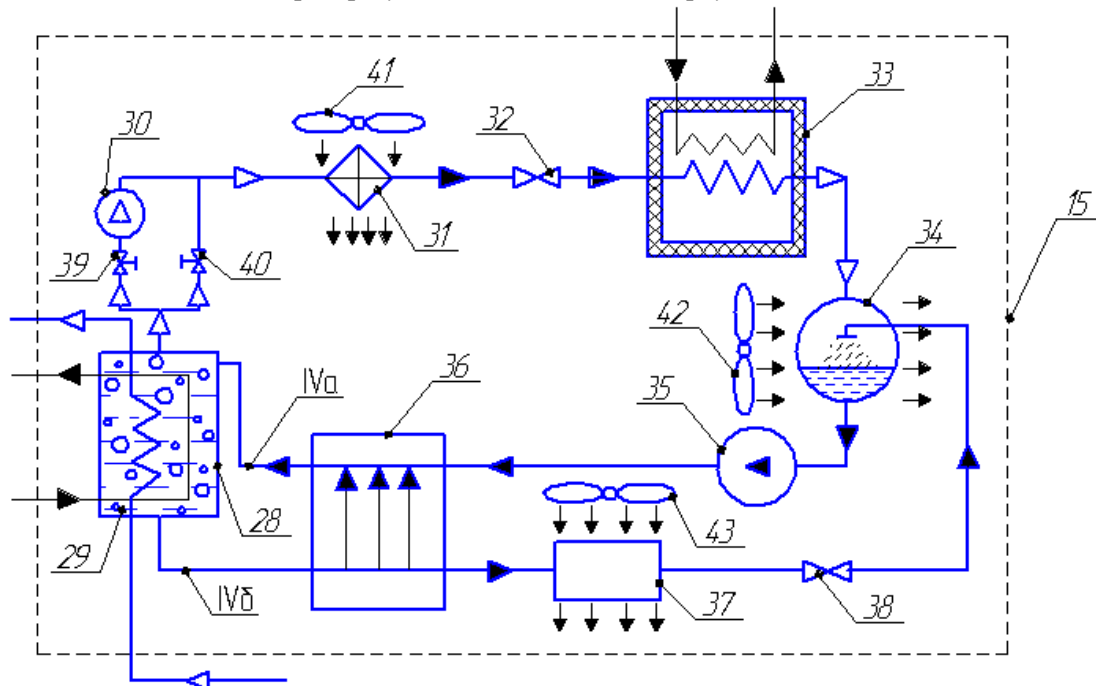


Рисунок 9 – Схема АВХМ із бустер-компресором у складі системи охолодження молока: 28 – генератор; 29 – ВАР; 30 – бустер-компресор; 31 – конденсатор з повітряним охолодженням; 32 – дросельний пристрій рідкого аміаку; 33 – розсільний випарник; 34 – абсорбер з повітряним охолодженням; 35 – циркуляційний насос міцного ВАР; 36 – регенеративний теплообмінник розчинів; 37 – повітряний охолоджувач слабкого ВАР; 38 – дросельний пристрій слабкого ВАР; 39 та 40 – запірні вентиля; 41, 42 та 43 – вентилятори теплорозсіювальних елементів АВХМ

Система автономного електрозабезпечення має систему перетворення постійного струму 23 з можливістю подачі виробленої електричної енергії до інших споживачів 24.

Генератор топкових газів 17 має систему запірно-регулюючих вентилів 25 і 26, що забезпечують подачу потоку продуктів згоряння до АВХМ 15 і до інших споживачів 27.

АВХМ 15 має генератор 28 з ВАР 29, бустер-компресор 30, конденсатор з повітряним охолодженням 31, дросельне пристрій рідкого аміаку 32, розсільний випарник 33, абсорбер з повітряним охолодженням 34, циркуляційний насос 35 міцного ВАР (потік IVa), регенеративний теплообмінник 36 міцного і слабкого ВАР, повітряний охолоджувач потоку 37 слабкого ВАР (потік IVб), дросельне пристрій слабкого ВАР 38.

Для відсікання потоку пари від бустер-компресора 30 передбачені запірні вентиля 39 та 40.

Повітряне охолодження конденсатора 31 абсорбера 34 і охолоджувача 37 здійснюється вентиляторами, відповідно, 41, 42 і 43.

Робота системи охолодження молока з урахуванням АВХМ здійснюється в такий спосіб.

Попередньо до початку охолодження молока проводять «зарядку» (охолодження) води в баку-акумуляторі 5. Для цього використовують або систему радіаційного охолодження – панель 11, або холодильну систему 14. Відповідно закривають вентиля 44 і 47 і відкривають вентиля 45 і 46, або навпаки.

Коли температура крижаної води досягає 1-2 °С, вмикають насос 9 і прокачують потоки Ia та Ib через охолоджувальну порожнину ємності 1. Після цього ємність заповнюють теплим молоком. За рахунок теплообміну молоко охолоджується до температури 4 °С, охолоджений продукт за допомогою запірного вентиля 3 зливають в ємність 4 для подальшого використання.

Далі цикл роботи системи охолодження повторюється.

Розглянемо деякі режими роботи установки для охолодження молока.

«Нічний» режим охолодження молока.

Для охолодження розсолу використовується розсіювальна панель 11, що забезпечує охолодження розсолу на 5...10 °С нижче атмосферного повітря.

Цей режим охолодження є ефективним у зимовий час та під час перехідних сезонів (весна-осінь), коли холодильна система не потрібна.

Розсіл за допомогою насоса 10 прокачується теплообмінником 8 при відкритих вентилях 46 і 45 і закритих вентилях 44 і 47. За рахунок радіаційного охолодження пластини 11 проводиться охолодження розсолу в каналах 12.

У «нічному» режимі використовується як природний холод атмосфери Землі, так і радіаційне випромінювання в космічний простір, а електрична енергія використовується лише роботи циркуляційного насоса 10.

«Денний» режим охолодження молока.

Використовується холодильна система 14 при відкритих вентилях 44 і 47 і закритих вентилях 46 і 45. Розсіл насосом 10 прокачується через випарник 33 АВХМ 15.

У «денному» режимі охолодження можна виділити два режими роботи холодильної системи 14.

У першому випадку використовується лише відновлюване джерело теплової енергії – сонячне теплове випромінювання.

Як приймач сонячного випромінювання використовуються найбільш широко поширені і такі, що мають оптимальне співвідношення ціни та якості, сонячні колектори 16 з водою в якості теплоносія. Характерна їх особливість – робочий рівень температур не вище 100 °С.

При відсутності потреби у штучному холоді тепловий потік від сонячних колекторів може бути переключений на інших споживачів теплової енергії 22 при відкритому вентилі 20 та закритих вентилях 19 та 21.

Робочий рівень температур у генераторі традиційних АВХМ становить від 120 до 140 °С, що перевищує наявний температурний потенціал теплоносія-води в сонячному колекторі 16. У зв'язку з цим використовується схема АВХМ з підтискаючим бустер-компресором 30 перед конденсатором 31 [22]. У схемі АВХМ 15 передбачена можливість відсікання бустер-компресора 30 від парового потоку запірним вентилям 39 при зміні температурних параметрів подачі теплового навантаження на генератор 28.

Робота АВХМ 15 із сонячним колектором 16 здійснюється наступним чином. При подачі гарячої води від сонячних колекторів в генератор 28 здійснюється кипіння міцного ВАР з виходом переважно легкокиплячого компонента - аміаку. При подачі пари аміаку на бустер-компресор 30 вентиля 39 відкритий, а вентиль 40 закритий.

Пар аміаку стискається бустер-компресором 30 і подається в конденсатор 31, де зріджується з

відведенням теплоти пароутворення в навколишнє середовище. Відведення тепла фазового переходу з конденсатора 31 здійснюється за допомогою вентилятора 41.

Зріджений аміак з конденсатора 31 через дросельний пристрій 32 надходить у випарник 33 де тиск його падає. Відбувається низькотемпературне кипіння рідкого аміаку з відведенням тепла від потоку циркулюючого розсолу. Пар, що утворюється у випарнику, 33 надходить в абсорбер 34, куди, у свою чергу, проходить слабкий ВАР з генератора 28.

До надходження до абсорбера 34 слабкий ВАР охолоджується в регенеративному протиточному теплообміннику розчинів 36 та охолоджувачі 37 і в результаті стає ненасиченим по аміаку. В абсорбері 34 при контакті слабого ВАР з парою аміаку відбувається процес абсорбції - поглинання слабким ВАР пари аміаку. В результаті слабкий ВАР насичується і стає «міцним» (насиченим по аміаку). У процесі абсорбції виділяється тепло, яке відводиться вентилятором 42 навколишнє середовище. Міцний ВАР з абсорбера насосом через 35 регенеративний теплообмінник 36 подається назад в генератор 28 і цикл далі повторюється.

Робота бустер-компресора 30 і насоса 35 здійснюється за рахунок роботи сонячної батареї 18 і системи перетворення та акумуляування електричної енергії 23. Система 23 також дозволяє перерозподіляти, за необхідності, електричну енергію до інших споживачів 24.

У другому режимі роботи холодильної системи 14 теплове навантаження подається в генератор 28 АВХМ 15 за допомогою продуктів згоряння з температурою 350...450 °С, що надходять від генератора газів 17.

У цьому випадку можна використовувати широкий асортимент органічних палив: природний газ, пропан-бутан, бензин, гас, вугілля, дрова, торф та ін.

При роботі пальника температурного потенціалу достатньо, щоб АВХМ 15 працював без підтискаючого бустер-компресора 30. У цьому випадку вентиль 39 закритий, а вентиль 40 відкритий.

Робота АВХМ 15 далі здійснюється наведеним вище способом.

Другий спосіб роботи холодильної системи 14 реалізується в похмуру погоду та в темний або сутінковий час доби.

Таким чином, запропоновані схеми систем охолодження забезпечують первинне охолодження молока з мінімальними витратами мережевої

електроенергії та води. Найбільш перспективною сферою застосування таких систем стануть сільські і фермерські господарства.

7. Висновки

Показано енергетичні перспективи використання технології «нічного радіаційного охолодження» (НРО) для автономних систем охолодження переважно у сільських і фермерських господарствах.

Розроблено оригінальний алгоритм пошуку мінімально необхідної температури гріючого середовища залежно від температур об'єкта охолодження та охолоджуючого середовища реального АВХМ. Наведено графічні залежності для широкого діапазону температур експлуатації (температура навколишнього середовища від 17 до 47 °С, температура об'єкта охолодження від -30 до 15 °С).

При реалізації традиційних циклів АВХМ є режими з максимальною енергетичною ефективністю в практичних діапазонах температур охолодження середовища (від 10 до 32 °С) та об'єктів охолодження (від -25 до -5 °С). Для досягнення таких оптимальних режимів необхідна відповідна комбінація складу міцного ВАР та температури гріючого джерела.

Робота насосної схеми АВХМ в області низьких температур гріючого джерела (від 90 до 120 °С) передбачає наявність циркуляційного насоса з настановною потужністю, що на 2-3 порядки перевищує потужність насоса, який працює в схемі з діапазоном температур гріючого джерела від 120 до 160 °С.

Виконано розрахунок циклів ПКХМ за умов роботи автономних систем охолодження (температура атмосферного повітря змінюється у діапазоні від 10 до 40 °С). Показано значні переваги при роботі ПКХМ за низьких температур атмосферного повітря. В якості робочого тіла для цих умов рекомендований аміак (R717), з максимальною енергетичною ефективністю холодильного циклу серед розглянутих аналогів (R134a; R22; R600 (ізобутан); R744 (CO₂)).

Розроблено оригінальні схеми автономних систем охолодження молока на базі ПКХМ та АВХМ із використанням технології НРО.

Особистий внесок авторів CRedit

Тіглов О.С.: концептуалізація ідеї, формальний аналіз, написання – огляд та редагування, адмініс-

трування. **Цой О.П.:** методологія, дослідження, формальний аналіз, написання – оригінальний проект. **Ашик Т.А.:** постановка задачі, верифікація, написання – огляд та редагування. **Алімкешова А.С.:** аналіз та узагальнення даних, перевірка, програмне моделювання. **Джамашева Р.А.:** перевірка, обробка даних, інформаційний пошук.

Література

1. **Босін І.М.** Охолодження молока на комплексах та фермах. – М.: Колос, 1993. – 46 с.
2. **Перельштейн Б.Х.** Нові енергетичні системи. – Казань: Вид-во Казан. держ. техн. ун-ту, 2008. – 244 с.
3. **Морозюк Л.І.** Тепловикористальні холодильні машини – шляхи розвитку і вдосконалення // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 5(151). – С.23-29. DOI: <http://dx.doi.org/10.15673/0453-8307.5/2014.28695>.
4. **Тітлов О. С., Сагала Т. А., Артюх В. Н., Дьяченко Т. В.** Аналіз перспектив використання парожетекторної та абсорбційної холодильних установок для охолодження технологічного газу та отримання рідкого вуглеводневого палива // Холодильна техніка та технологія. – 2017. – № 53 (6). – С.11-18. DOI: <https://doi.org/10.15673/ret.v53i6.920>.
5. **Морозюк Л.І.** Розвиток теорії та методів дослідження процесів перетворення та отримання тепла та холоду в установках з багатокомпонентними та багатофазними робочими речовинами: дис. док. тех. наук: 05.14.06. – ОНПУ, Одеса, 2013. – 352 с.
6. **Тітлов О.С.** Порівняння характеристик абсорбційної та компресійної побутової холодильної техніки // Холодильна техніка та технологія. – 1997. – № 57. – С.39-41.
7. **Kimball В.А.** Cooling performance and efficiency of night sky radiators // Solar Energy. – 1985. – Vol. 34, No. 1. – P. 19-33.
8. **Цой О.П., Грановський А.С., Цой Д.О., Бараненко А.В.** Вплив клімату на роботу холодильної системи, що використовує ефективне випромінювання в космічний простір // Холодильна техніка. – 2014. – №12. – С. 43-47
9. **Yong C. et al.** Performance analysis on a building-integrated solar heating and cooling panel // Renewable Energy. – 2015. – Vol. 74. – P. 627-632.
10. **Zhou Z., Sun X., Bermel P.** Radiative cooling for thermophotovoltaic systems // Infrared Remote Sensing and Instrumentation XXIV, San Diego, California, August 28, 2016.
11. **Prommajak T., Phonruksa J., Pramuang S.** Passive cooling of air at night by the nocturnal radiation in Loei, Thailand // International Journal of Renewable Energy. – 2008. – Vol. 3, № 1. – P. 33-40.
12. **Bourdakis E., Kazanci O. B., Olesen B. W., Grossule F.** Simulation Study of Discharging PCM Ceiling Panels through Night - time Radiative Cooling // ASHRAE Annual Conference, St. Louis, 2016.
13. **Imroz Sohel M., Ma Z., Cooper P., Adams J., Niccol L., Gschwander S.** A Feasibility Study of Night Radiative Cooling of BIPVT in Climatic Conditions of Major Australian Cities // Asia – Pacific solar research conference, November 2014.
14. **Цой О.П., Бараненко А.В., Егліт А.Я.** Використання ефективного випромінювання в холодильній системі відкритої ковзанки // Вісник Міжнародної Академії Холоду. – 2012. – № 4. – С. 8-11.
15. **Boshholm F., López-Navarro A., Gamarra M., Corberán J.M., Payá J.** Reproducibility of solidification and melting processes in a latent heat thermal storage tank // International journal of refrigeration. – 2016. – Vol. 62. – P. 85-96.
16. **Sutyaginsky M.A., Maksimenko V.A., Potapov Yu.A., Suvorov A.P., Dubok V.N.** The use of low-temperature potential of the environment in energy-efficient refrigeration supply technologies of the enterprises of GC «Titan» // International Conference on Oil and Gas Engineering, OGE-2016. – 2016. – Vol. 152 – P. 361-365.
17. **Berdahl P., Matin M., Sakkal F.** The Thermal Performance of Radiative Cooling Panels // International journal of Heat Mass Transfer. – 1983. – Vol. 26. – P. 871-880.
18. **Цой О.П., Грановський А.С., Цой Д.О., Бараненко А.В.** Вплив клімату на роботу холодильної системи, що використовує ефективне випромінювання в космічний простір // Холодильна техніка. – 2015. – № 1. – С. 36-41.
19. **Тітлов О.С.** Науково-технічні основи енергозбереження при проектуванні холодильних апаратів з абсорбційно-дифузійними холодильними машинами // Наукові праці ОНАХТ. – 2006. – № 29. – Т. 1. – С. 194-200.
20. **Doroshenko A.** Comparative field experimental investigations of different flat plate solar collectors // Solar Energy. – 2016. – Vol. 115. – P. 577-588.
21. **Осадчук Є.О., Тітлов О.С., Мазуренко С.Ю.** Визначення енергетично ефективних режимів роботи абсорбційної водоаміачної холодильної машини в системах одержання води з атмосферного повітря // Холодильна техніка та технологія. –

2014. – № 4. – С. 54-57.

22. **Василів О.Б., Тітлов О.С., Осадчук Є.О., Кузаконь В.М.** Спосіб одержання води з атмосферного повітря // Патент на корисну модель № 104854 Україна, МПК Е03В 3/28 (2006.1), F25В 15/10 (2006.1) (Україна). – № u 2015 07386; заявл. 23.07.2015; опубл. 25.02.2016, Бюл. № 4.

23. **Василів О.Б., Тітлов О.С., Осадчук Є.О.,** Спосіб одержання води з атмосферного повітря // Патент на корисну модель № 100195 Україна, МПК (2015.01) Е03В 3/28 (2006.1), F25В 15/00 (Україна). – № u201501512; заявл. 20.02.2015; опубл. 10.07.2015, Бюл. № 9.

24. **Осадчук Є.О., Тітлов О.С.** Аналітичні залежності для розрахунку термодинамічних параметрів та теплофізичних властивостей водоаміачного розчину // Наукові праці ОНАХТ. – 2011. – № 39. – Т.1. – С.178-182.

25. **Осадчук Є.О., Тітлов О.С., Кузаконь В.М., Шлапак Г.В.** Розробка схем насосних та безнасосних абсорбційних водоаміачних холодильних машин для роботи в системах отримання води з атмосферного повітря // Технологічний аудит та резерви виробництва. – 2015. – № 3/3 (23). – С. 30-37. DOI: 10.15587/2312-8372.2015.44139.

26. **Іщенко І.М.** Моделювання циклів насосних та безнасосних абсорбційних холодильних агрегатів // Наукові праці ОНАХТ. – 2010. – № 38. – Т.2. – С. 393-405.

27. **Яровий С.В., Пилипенко А.М.** Вплив робочого тиску в холодильному агрегаті побутового абсорбційного холодильника на його надійність // Холодильна техніка. – 1989. – № 12. – С. 19-20.

28. **Zohar A., Jelinek M., Levy A., Borde I.** The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance // Applied Thermal Engineering. – 2007. – Vol. 27. – P. 2213-2219.

29. **Котельніков А.В., Янченко В.М., Казаков Е.А.** Експериментальне визначення характеристик генераторів абсорбційно-дифузійної холодильної

машини // Холодильна техніка. – 1978. – № 1. – С.29-31.

30. **Цой О.П., Грановський А.С., Мачуєв Ю.І., Філатов А.С.** Огляд проведених експериментальних досліджень ефективного випромінювання холодильної системи в космічний простір // Вісник МАХ. – 2015. – №3. – С. 28-33.

31. **Мартиновський В.С., Мельцер Л.З., Мінкус Б.А. та ін.** Холодильні машини: довідник. – М.: Легка та харчова пром-ть. 1982. – 223 с.

32. **Цой О.П., Тітлов О.С., Алімкешова А.Х.** Експериментальне дослідження радіаційного охолодження для молокоохолоджувачів // Вісник Алматинського технологічного університету. – 2019. – № 1. – С.21-25.

33. **Titlov A., Osadchuk E., Tsoy A., Alimkeshova A., Jamasheva R.** Development of cooling systems on the basis of absorption water-ammonia refrigerating machines of low refrigeration capacity // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2019. – № 2/8 (98). – P. 57-67. DOI: 10.15587/1729-4061.2019.164301.

34. **Тітлов О. С., Осадчук Є.О., Цой О. П., Алімкешова А. Х., Джамашева Р. А.** Розробка автономних систем охолодження з урахуванням відновлювальних і непридатних джерел теплової енергії // Холодильна техніка та технологія. – 2019. – Т.55. – № 2. – С. 84-96. doi: <https://doi.org/10.15673/get.v55i2.1357>.

35. **Тітлов О.С., Цой О.П., Алімкешова А.Х., Джамашева Р.А.** Розробка систем охолодження із застосуванням ефекту нічного випромінювання // Scientific Journal «ScienceRise». – 2019. – № 12(65). – С. 24-33. DOI: 10.15587/2313-8416.2019.189492

36. **Цой О.П., Тітлов О.С., Алімкешова А.Х., Джамашева Р.А., Грановський А.С.** Установка для охолодження молока Патент на корисну модель № 4408 Республіка Казахстан. – № 2019/0303.2; заявл. 05.04.2019; опубл. 30.10.2019.

Отримана в редакції 10.08.2024, прийнята до друку 16.09.2024

Development of cooling systems using renewable thermal energy sources and night radiation technology

Oleksandr Titlov¹, Alexander Tsoy², Tetiana Ashyk³, Assel Alimkeshova⁴, Rita Jamasheva⁵

^{1,3}Odesa National University of Technology, 112 Kanatnaya Str., Odesa, 65039, Ukraine;

^{2,4,5}Almaty Technological University, 100 Tole bi Str., Almaty, 750012, Republic of Kazakhstan

✉ e-mail: ¹titlov1959@gmail.com

ORCID: ¹<https://orcid.org/0000-0003-1908-5713>; ²<http://orcid.org/0000-0002-3073-6698>; ³<https://orcid.org/0000-0003-3569-7920>; ⁴<http://orcid.org/0000-0003-4872-2881>; ⁵<https://orcid.org/0000-0002-4940-8336>

Recently, due to energy efficiency requirements and the reduction of the life of synthetic refrigerants in refrigeration systems, there has been a steady interest in passive cooling methods. One such method is cooling by radiation into outer space. The energy potential of using the "night radiation cooling" (NRC) technology for autonomous cooling systems, primarily in rural and farming households, is demonstrated in the paper. The use of NRC is largely determined by the climate characteristics of a particular region. In certain climatic conditions, refrigeration systems that use radiant radiation will work more efficiently than in others. Of the entire range of modern refrigeration equipment for solving the problems of autonomous artificial cooling, the most efficient from an energy point of view are vapor-compression refrigeration machines powered by diesel generators or solar panels, as well as heat-using absorption refrigeration machines, the source of thermal energy for which are flows of heated gases and liquids. An algorithm for finding the minimum temperature of the heating source, depending on the temperatures of the cooled object and the cooling environment of the ammonia-water absorption refrigeration machine (AWARM), is developed. It is shown that with the implementation of traditional AWARM cycles, there are modes with maximum energy efficiency in the practical temperature range, and to achieve them, an appropriate combination of working fluid composition and heating source temperatures is necessary. The advantages of vapor compression refrigeration machines (VCRM) at low atmospheric temperatures are shown. Ammonia is recommended as the working fluid for these conditions, providing the highest energy efficiency of the refrigeration cycle among the considered analogs. Original designs of autonomous milk cooling systems based on VCRM and AWARM with the use of NRC technology are developed.

Keywords: Autonomous cooling systems; Renewable and waste heat energy sources; Night radiation cooling; Ammonia-water absorption refrigeration machine; Vapor compression refrigeration machine; Energy efficiency; Primary milk cooling.

References

1. **Bosin, I.M.** (1993) Milk cooling in complexes and farms. *M.: Kolos*, 46.
2. **Perelshtein, B.Kh.** (2008) New energy systems. – *Kazan: Publishing house of Kazan State Technical University*, 244.
3. **Morozyuk, L.I.** (2014) Heat-using refrigerators – ways of development and improvement. *Refrigeration equipment and technology*, 5(151), 23-29.
4. **Titlov, O.S., Sagala, T.A., Artyukh, V.N., Dyachenko, T.V.** (2017) Analysis of the prospects for the use of vapor ejector and absorption refrigeration units for cooling process gas and obtaining liquid hydrocarbon fuel. *Refrigeration Equipment and Technology*, 53 (6), 11-18.
5. **Morozyuk, L.I.** (2013) Development of the theory and methods of studying the processes of converting and obtaining heat and cold in units with multi-component and multiphase working substances: Dissertation. Doc. Tech. Sciences: 05.14.06. *ONPU, Odessa*, 352.
6. **Titlov, O.S.** (1997) Comparison of the characteristics of absorption and compression household refrigeration equipment. *Refrigeration Equipment and Technology*, 57, 39-41.
7. **Kimball, B.A.** (1985) Cooling performance and efficiency of night sky radiators. *Solar Energy*, 34, 1, 19-33.
8. **Tsoy A.P., Granovsky A.S., Tsoy D.A., Baranenko A.V.** (2014) The influence of climate on the operation of a refrigeration system that uses effective radiation into outer space. *Refrigeration Engineering*, 12, 43-47.
9. **Yong, C. et al.** (2015) Performance analysis on a building-integrated solar heating and cooling panel. *Renewable Energy*, 74, 627-632.
10. **Zhou, Z., Sun, X., Bermel, P.** (2016) Radiative cooling for thermophotovoltaic systems. *Infrared Remote Sensing and Instrumentation XXIV, San Diego, California*.
11. **Prommajak, T., Phonruksa, J., Pramuang, S.** (2008) Passive cooling of air at night by the nocturnal radiation in Loei, Thailand. *International Journal of Renewable Energy*, 3, 1, 33-40.
12. **Bourdakis, E., Kazanci, O. B., Olesen, B. W., Grossule, F.** (2016) Simulation Study of Discharging PCM Ceiling Panels through Night - time Radiative Cooling. *ASHRAE Annual Conference, St. Louis*.
13. **Imroz Sohel, M., Ma, Z., Cooper, P., Adams, J., Niccol, L., Gschwander, S.** (2014) A Feasibility Study of Night Radiative Cooling of BIPVT in Climatic Conditions of Major Australian Cities. *Asia – Pacific solar research conference*.
14. **Tsoy, A.P., Baranenko, A.V., Eglit, A.Ya.** (2012) The use of effective radiation in the refrigeration system of an open skating rink. *Bulletin of the International Academy of Refrigeration*, 4, 8-11.

15. **Bosholm, F., López-Navarro, A., Gamarra, M., Corberán, J.M., Payá, J.** (2016) Reproducibility of solidification and melting processes in a latent heat thermal storage tank. *International journal of refrigeration*, 62, 85-96.
16. **Sutyaginsky, M.A., Maksimenko, V.A., Potapov, Yu.A., Suvorov, A.P., Dubok, V.N.** (2016) The use of low-temperature potential of the environment in energy-efficient refrigeration supply technologies of the enterprises of GC «Titan». *International Conference on Oil and Gas Engineering, OGE-2016*, 152, 361-365.
17. **Berdahl, P., Matin, M., Sakkal, F.** (1983) The Thermal Performance of Radiative Cooling Panels. *International journal of Heat Mass Transfer*, 26, 871-880.
18. **Tsoy, A.P., Granovsky, A.S., Tsoy, D.A., Baranenko, A.V.** (2015) The influence of climate on the operation of a refrigeration system that uses effective radiation into outer space. *Refrigeration Technology*, 1, 36-41.
19. **Titlov, O.S.** (2006) Scientific and technical foundations of energy saving in the design of refrigeration units with absorption-diffusion refrigeration machines. *Scientific works of ONAKHT*, 29, 1, 194-200.
20. **Doroshenko, A.** (2016) Comparative field experimental investigations of different flat plate solar collectors. *Solar Energy*, 115, 577-588.
21. **Osadchuk, E.O., Titlov, O.S., Mazurenko, S.Yu.** (2014) Determination of energy-efficient operating modes of an absorption water-ammonia refrigeration machine in systems for obtaining water from atmospheric air. *Refrigeration equipment and technology*, 4, 54-57.
22. **Vasyliv, O.B., Titlov, O.S., Osadchuk, E.O., Kuzakon, V.M.** (2016) Method for obtaining water from atmospheric air. Patent for utility model No. 104854 Ukraine, MPK E03B 3/28 (2006.1), F25B 15/10 (2006.1) (Ukraine). No. u 2015 07386; application. 23.07.2015; publ. 02/25/2016, Bull. No. 4.
23. **Vasyliv, O.B., Titlov, O.S., Osadchuk E.O.** (2015) Method of obtaining water from atmospheric air. Patent for utility model No. 100195 Ukraine, MPK (2015.01) E03B 3/28 (2006.1), F25B 15/00 (Ukraine). No. u201501512; appl. 02/20/2015; publ. 07/10/2015, Bull. No. 9.
24. **Osadchuk, E.O., Titlov, O.S.** (2011) Analytical dependencies for calculating thermodynamic parameters and thermophysical properties of water-ammonia solution. *Scientific works of ONAFT*, 39, 1, 178-182.
25. **Osadchuk, E.O., Titlov, O.S., Kuzakon, V.M., Shlapak, G.V.** (2015) Development of schemes of pumping and non-pumping absorption water-ammonia refrigeration machines for operation in systems for obtaining water from atmospheric air. *Technological audit and production reserves*, 3/3 (23), 30-37.
26. **Ishchenko, I.M.** (2010) Modeling cycles of pumping and pumpless absorption refrigeration units. *Scientific works of ONAFT*, 38, 2, 393-405.
27. **Yarovy, S.V., Pylypenko, A.M.** (1989) Influence of working pressure in the refrigeration unit of a household absorption refrigerator on its reliability. *Refrigeration technology*, 12, 19-20.
28. **Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I.** (2007) The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance. *Applied Thermal Engineering*, 27, 2213-2219.
29. **Kotelnikov, A.V., Yanchenko, V.M., Kazakov, E.A.** (1978) Experimental determination of the characteristics of generators of an absorption-diffusion refrigerator. *Refrigeration technology*, 1, 29-31.
30. **Tsoy, A.P., Granovsky, A.S., Machuev, Yu.I., Filatov, A.S.** (2015) Review of conducted experimental studies of effective radiation of a refrigeration system into outer space. *Bulletin MAKH*, 3, 28-33.
31. **Martynovsky, V.S., Meltzer, L.Z., Minkus, B.A. et al.** (1982) Refrigeration machines: a reference book. *M.: Light and food industry*, 223.
32. **Tsoy, A.P., Titlov, O.S., Alimkeshova, A.Kh.** (2019) Experimental study of radiation cooling for milk coolers. *Bulletin of Almaty Technological University*, 1, 21-25.
33. **Titlov, A., Osadchuk, E., Tsoy, A., Alimkeshova, A., Jamasheva, R.** (2019) Development of cooling systems on the basis of absorption water-ammonia refrigerating machines of low refrigeration capacity. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, № 2/8 (98), 57-67.
34. **Titlov, O.S., Osadchuk, E.O., Tsoy, A.P., Alimkeshova, A.Kh., Dzhamasheva, R.A.** (2019) Development of autonomous cooling systems taking into account renewable and non-renewable sources of heat energy. *Refrigeration Engineering and Technology*, 55, 2, 84-96.
35. **Titlov, O.S., Tsoy, A.P., Alimkeshova, A Kh., Dzhamasheva, R.A.** (2019) Development of cooling systems using the effect of night radiation. *Scientific Journal «ScienceRise»*, 12 (65), 24-33.
36. **Tsoy, A.P., Titlov, O.S., Alimkeshova, A.Kh., Dzhamasheva, R.A., Granovsky, A.S.** (2019) Milk cooling device Patent for utility model No. 4408 Republic of Kazakhstan. No. 2019/ 0303.2; appl. 05.04.2019; publ. 30.10.2019.

Received 10 August 2024

Approved 16 September 2024

Available in Internet 30 September 2024