

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК 632.563:621.575.932

Підвищення енергетичної ефективності генераторів абсорбційних холодильних агрегатів

О. С. Титлов¹✉, Л. В. Березовська², К. М. Пономарьов³, К. В. Георгієв⁴¹⁻⁴Одеський національний технологічний університет, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна✉ e-mail: ¹titlov1959@gmail.comORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0003-1908-5713>; ²<http://orcid.org/0000-0002-2896-9839>;³<http://orcid.org/0000-0002-7771-1316>; ⁴<http://orcid.org/0000-0002-7045-8039>

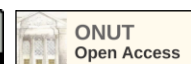
Сучасні системи холодильної техніки споживають від 25 до 30 % світового обсягу електричної енергії, виробленої електричними станціями. Побутові абсорбційні холодильні прилади з абсорбційними холодильними агрегатами (АХА) користуються популярністю у споживачів завдяки широкому діапазону робочих температур – від -24...-18 до +12 °С, що дає змогу здійснювати тривале зберігання різноманітних харчових продуктів. Проте АХА істотно поступаються компресійним аналогам у частині енергоспоживання під час експлуатації. Як показав ексергетичний аналіз циклів АХА, основне джерело втрат зосереджене в елементах генераторного вузла. Проведені теоретичні та експериментальні дослідження генераторів АХА дають змогу зробити такі висновки. По-перше, підтвердилися припущення про існування енергозберігаючих режимів роботи генератора АХА. Такі режими залежать від початкової масової концентрації водоаміачного розчину, тиску в системі та температури кінця кипіння. По-друге, двоступеневий спосіб підведення теплового навантаження забезпечує енергоощадні режими роботи генератора з мінімальною різницею температур (близько 0,5 °С) по висоті підйомної частини, причому такі режими можуть бути реалізовані в АХА різного виконання за деякого фіксованого значення сумарного теплового навантаження. По-третє, ефект енергозбереження має місце в діапазоні температури навколишнього середовища 10...32 °С, причому зі зростанням температури навколишнього середовища відбувається збільшення частки теплового навантаження на основному нагрівачі. По-четверте, мінімальне значення сумарного теплового навантаження за двоступеневого способу підведення тепла залежить від функціонального призначення АХА, що, своєю чергою, передбачає відповідне заправлення робочого тіла. Для типових АХА зниження енергоспоживання в діапазоні температур навколишнього середовища 10...32 °С складає 10...15 %.

Ключові слова: Абсорбційний холодильний агрегат; Термосифон; Комбіноване підведення тепла; Водоаміачний розчин; Енергозбереження; Експериментальні дослідження

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v60i4.3093>

© 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

Сучасні системи холодильної техніки споживають від 25 до 30 % світового обсягу електричної енергії, виробленої електричними станціями. Побутові абсорбційні холодильні прилади (АХП) з абсорбційними холодильними агрегатами (АХА)

користуються популярністю у споживачів завдяки широкому діапазону робочих температур – від -24...-18°C до +12 °С, що дає змогу здійснювати тривале зберігання різноманітних харчових продуктів [1].

Робоче тіло АХА – водоаміачний розчин (ВАР) із додаванням інертного газу (водню, гелію

або їхньої суміші) є екологічно безпечним, тобто має нульові значення озоноруйнівного потенціалу і потенціалу «парникового» ефекту [2].

АХА мають низку унікальних якостей:

а) безшумність, висока надійність і тривалий ресурс роботи, відсутність вібрації, магнітних і електричних полів під час експлуатації [3];

б) можливість використання в одному апараті декількох різних джерел енергії – як електричних, так і неелектричних;

в) можливість роботи з неякісними джерелами електричної енергії за напруги в мережі до 160 В.

До їхніх переваг також відносять мінімальну вартість порівняно з наявними типами побутового холодильного обладнання.

В умовах відсутності або нестабільності електричних джерел енергії альтернативи АХП з палинковими пристроями на рідкому або газоподібному паливі, не існують.

Проте АХП істотно поступаються компресійним аналогам у частині енергоспоживання під час експлуатації [3-6].

Таким чином, актуальним є завдання зниження енергоспоживання в побутових АХП. Його вирішення дасть їм змогу успішно конкурувати з компресорними аналогами і посісти гідне місце на ринку побутової холодильної техніки.

Проблема енергозбереження останнім часом має й екологічний аспект – підвищене енергоспоживання вносить відповідний несприятливий внесок у формування «парникового» ефекту в атмосфері Землі (непряма складова критерію TEWI [7]).

Як показав ексергетичний аналіз циклів АХА, основне джерело втрат зосереджене в елементах генераторного вузла [8, 9].

2. Теоретичний аналіз

Генератор у схемах сучасних АХА призначений для отримання пари холодильного агента з одночасним підйомом рідкого ВАР на задану висоту. Відомі й конструкції АХА [3], у яких процеси генерації та підйому розділені, проте вони не знайшли широкого застосування через складність конструкції.

Метод розрахунку підйому рідини під впливом власних парів викладено в [10]. Для характеристики цього процесу введено спеціальний критерій – об'ємний коефіцієнт подачі генератора b , який являє собою відношення об'єму піднятої рідини V' до об'єму одночасно отриманої рідини V''

$$b = \frac{V'}{V''}. \quad (1)$$

При проведенні розрахунків термодинамічних параметрів циклу АХА використовується також масовий коефіцієнт подачі, який є відношенням відповідних мас або масових витрат [10]

$$b^* = \frac{M'}{M''} = \frac{G'}{G''}. \quad (2)$$

Автор [11] відмітив зміни в структурі двофазного потоку. В процесі подачі при малому діаметрі труби утворюються парові поршні або парові «пробки», які витісняють у верхню частину відповідні рідинні «пробки». У разі збільшення діаметра труби по ній тече суміш парових бульбашок і рідини (змішане подавання), при цьому змішаний режим течії можна досягти і збільшенням теплового навантаження генератора.

Аналізуючи результати експериментальних досліджень автори в [11] і [10] зазначають невідповідність із поширенням значень b на інші речовини і бінарні суміші та діапазони режимних параметрів. Проте результати дають змогу зробити низку таких висновків якісного характеру [9, 11].

Для збільшення значення b необхідно щоб:

а) висота підйомної частини генератора має бути настільки малою, наскільки дозволяє конструкція;

б) у всіх випадках краще труби малого внутрішнього діаметра;

в) температура рідини на вході в генератор має бути максимально близькою до температури насичення.

Крім цього, згідно [9, 11], b і b' практично не залежать від теплового навантаження підйомної труби.

Нині в основі наявних теоретичних методик розрахунку генераторів АХА [12-15] лежать методи термодинаміки, що передбачають знання температурних полів елементів або, принаймні, температур у характерних точках (вхід – вихід). У зв'язку з цим такі методи практично незастосовні під час конструктивних розрахунків нових моделей, а використовуються тільки під час аналізу енергетичної ефективності циклів АХА.

При створенні нових АХА фахівці віддають перевагу досвіду практичних розробок або використовують результати широкомасштабних експериментальних досліджень конструкцій генераторів [16].

Практично у всіх сучасних конструкціях АХА, незалежно від їхнього призначення, використовують у якості генераторів трубки з внутрішнім діаметром 35...36 мм [17], у яких реалізується поршневий режим течії двофазної суміші. Для таких генераторів може бути застосована низка апроксимаційних залежностей, отриманих у різних діапазонах режимних параметрів.

Так, для роботи АХА з тиском у системі $P = 8...12$ бар (режим має місце за рідинного охолодження теплорозсіювальних елементів [17])

$$b^* = \left(\frac{0,20}{H} \right) \cdot P \cdot (0,40 \cdot \xi + 0,06) - \xi - 0,15 \quad (3)$$

$$G'' \cdot 10^5 = -P \cdot (0,118 + 0,24 \cdot \xi) + 4,62 \cdot \xi + 5,022 \quad (4)$$

де H – висота підйомної (транспортної) частини трубки генератора, м; P – тиск у системі, бар; ξ – масова концентрація міцного ВАР (на вході генератора).

Масову витрату парової суміші для цих умов у діапазоні значень теплових навантажень генератора $Q_i = 60...130$ Вт визначають, як

$$G_i'' = G'' \cdot \frac{Q_i}{80} \quad (5)$$

де G'' – масова витрата пари, розрахована за формулою (4), кг/с.

У діапазоні тисків 19...21 бар, що має місце при повітряному охолодженні теплорозсіювальних елементів.

$$G_x'' = (3,27 \cdot Q_T - 16,3) \cdot 10^{-7} \quad (6)$$

$$G_f = (1,25 \cdot Q_T + 54,5) \cdot 10^{-6} \quad (7)$$

де G_x'' – масова витрата пари аміаку на виході дефлегматора, кг/с; G_f – масова витрата міцного ВАР на вході в генератор, кг/с.

На жаль, дослідження [17] не містять усіх відомостей, необхідних для розрахунку b і b^* . У них не наведено інформації про теплове навантаження дефлегматора, за яким можна було б судити про сумарну витрату пари $G'' = G_x'' + G_A''$ та величині коефіцієнта подачі в класичному визначенні

$$b^* = \frac{G_f - G''}{G''} \quad (8)$$

Ці результати не дають змоги судити і про

енергетичну ефективність того чи іншого режиму роботи генератора, що важливо при створенні енергоощадного обладнання.

Водночас, виходячи з найзагальніших міркувань, можна відзначити відмінності режимів роботи генераторів на чистих речовинах [10, 11] і сумішах, наприклад, на водоаміачних розчинах.

Дійсно, у випадку чистої речовини за постійного тиску збільшення теплового навантаження (Q_T) призводить тільки до додаткового виробництва пари, збільшення паровмісту потоку, зростання відштовхувальної сили і збільшення витрати піднятої рідкої фази.

У разі бінарної суміші, наприклад, ВАР, відбувається зміна складу як парової, так і рідкої фаз. Перехід у новий рівноважний стан супроводжується зниженням концентрації низькокиплячого компонента (аміаку) в паровій і рідкій фазі та відповідним зростанням температур. Одночасно з цим зазнають значної зміни всі термодинамічні параметри і теплофізичні характеристики суміші [18].

Така зміна властивостей робочого тіла зумовлює й відмінність в інтенсивності процесів теплообміну під час кипіння. Так, для ВАР, згідно з [18], зниження масової концентрації від 0,35 до 0,15 (відповідає діапазону зміни термодинамічних параметрів циклу АХА) призводить до зростання коефіцієнта теплообміну, як мінімум, на 37 %.

Таким чином, аналіз відомих досліджень показав, що наразі відсутні теоретичні розробки процесів у генераторі АХА, які б дали змогу визначити енергозберігаючі режими підведення теплового навантаження. У зв'язку з цим для їх визначення було проведено аналіз результатів експериментальних досліджень генераторів у складі серійних АХА виробництва ВЗХ.

Під час аналізу використовували експериментальні залежності температури виходу (t_T'') і входу (t_T') генератора від теплового навантаження (Q_T), що підводиться, за температури повітря навколишнього середовища $t_{o,c} = 25^\circ\text{C}$.

У реальних моделях АХА температура потоку парорідинної суміші на виході генератора не відповідає температурі кінця кипіння, оскільки мають місце теплові втрати в навколишнє середовище на підйомній ділянці. Однак, у зв'язку з відсутністю необхідних даних під час розрахунку, було зроблено припущення про їхню рівність.

Необхідно зазначити, що температура входу (t_T') не може бути задана довільно, оскільки попередній підігрів міцного ВАР здійснюється в рек-

тифікаторі потоком пари, що надходить із верхньої частини генератора, і залежить від теплового навантаження, що підводиться (Q_T).

Початкові дані були обрані таким чином.

На вхід генератора надходить потік міцного ВАР зі стандартною масовою концентрацією (для моделі АХП типу АШ-160) $\zeta' = 0,34$ і температурою t_T' . Розчин містить 1 кг аміаку. З верхньої частини генератора при температурі кінця кипіння t_T'' виходить потік слабкого ВАР з масовою концентрацією ζ_w' і парова суміш з масовою концентрацією ζ_T' . Тиск в системі $P = 19$ бар.

З урахуванням залежності термодинамічних

та теплофізичних властивостей ВАР від температури та складу необхідно визначити кількість пару аміаку в паровій суміші на виході генератора (m_X'').

За значенням m_X'' можна судити і про холодопродуктивність АХА, і про енергетичну ефективність режимів підведення теплового навантаження.

З урахуванням вихідних даних маса міцного ВАР на вході генератора – 2,86 кг, а маса абсорбенту в міцному ВАР – 1,86 кг.

Під час розрахунку використовували термодинамічні та теплофізичні властивості ВАР у різних режимах підведення теплового навантаження до генератора (табл. 1).

Таблиця 1 – Термодинамічні та теплофізичні властивості ВАР

Найменування параметрів і властивостей ВАР	Значення теплового навантаження, що підводиться, Вт				
	40	50	60	70	80
Температура генератора, °С:					
– вихід	145	150	163	168	170
– вхід	87	95	105	110	112
Масова концентрація ВАР на виході генератора:					
– парова фаза	0,82	0,78	0,68	0,63	0,61
– рідина	0,22	0,21	0,16	0,14	0,14
Питома теплота пароутворення ВАР на виході генератора, кДж/кг	1255	1273	1344	1378	1391
Питома ентальпія ВАР на виході генератора, кДж/кг:					
– парова фаза, i''	2186	2234	2382	2447	2471
– рідина, i'	931	961	1038	1069	1080
Питома ентальпія потоку ВАР на вході генератора, кДж/кг	641	675	718	740	749
Питомий об'єм ВАР на виході генератора, м ³ /кг:					
– парова фаза, $v'' \cdot 10^3$	99	100	101	102	103
– рідина, $v' \cdot 10^3$	1,23	1,23	1,21	1,20	1,20

Примітка. Для визначення властивостей ВАР використано довідкові дані [18].

Для визначення невідомих значень витрат потоків на виході генератора використовували систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \frac{m'_X}{m'_X + m'_A} &= \zeta'_w \\ \frac{m''_X}{m''_X + m''_A} &= \zeta''_T \\ m'_X + m''_X &= 1 \\ m'_A + m''_A &= 1,86 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

де m'_X (m'_A) та m''_X (m''_A) кількість аміаку (води) у рідинній та паровій фазі, відповідно, кг.

На підставі цих характеристик потоків проведено розрахунок:

а) масового коефіцієнту подачі генератора:

$$b^* = \frac{\sum m'}{\sum m''} \quad (10)$$

де $\sum m' = m'_X + m'_A$, $\sum m'' = m''_X + m''_A$;

б) об'ємного коефіцієнту подачі генератора:

$$b = \frac{\sum V'}{\sum V''} \quad (11)$$

де $\sum V' = \sum m'v'$, $\sum V'' = \sum m''v''$.

Результати розрахунків наведено в табл. 2.

Таблиця 2 – Розрахункові характеристики потоків ВАР на виході генератора у різних режимах підведення теплового навантаження

Розрахункові характеристики потоків	Значення теплового навантаження, що підводиться, Вт				
	40	50	60	70	80
m''_X , кг	0,47	0,54	0,70	0,75	0,77
m''_A , кг	0,11	0,15	0,33	0,43	0,49
m'_X , кг	0,53	0,46	0,30	0,25	0,23
m'_A , кг	1,83	1,79	1,61	1,51	1,46
$\sum m''$, кг	0,580	0,68	1,03	1,18	1,25
$\sum m'$, кг	2,36	2,26	1,91	1,76	1,69
$\sum V'' \cdot 10^3$, м ³	56,92	68,07	104,18	121,07	128,84
$\sum V' \cdot 10^3$, м ³	2,92	2,77	2,31	2,12	2,03
b^*	4,10	3,31	1,86	1,49	1,34
$b \cdot 10^3$	51,3	40,7	22,2	17,5	15,7

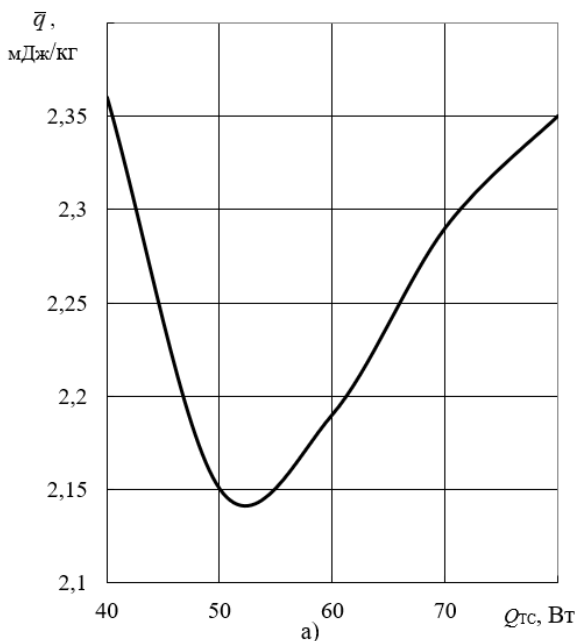
Результати, представлені в табл. 1 і 2, використані під час розрахунку енергетичних характеристик режимів роботи генератора:

а) кількості підведеного тепла, Дж:

$$q_T = i'' - i' \quad (12)$$

де $i'' = i''_s \sum m'' + i'_s \sum m'$ – ентальпія потоку ВАР на виході генератора, Дж; i' – ентальпія потоку ВАР на вході генератора, Дж

$$i' = [i'_s - C_{BAP} (t'_s - t'_T)] \quad (13)$$



де i'_s і t'_s – ентальпія та температура насиченості потоку ВАР при $\zeta_f = 0,34$ та $P = 19$ бар; C_{BAP} – теплоємність міцного ВАР, Дж/(кг·К);

б) питомої кількості підведеного тепла, що припадає на 1 кг пари аміаку на виході генератора, Дж/кг NH₃:

$$\bar{q}_T = \frac{q_T}{m''_X} \quad (14)$$

Значення \bar{q}_T від теплового навантаження та температури кінця кипіння (на виході генератора) наведено на рис. 1.

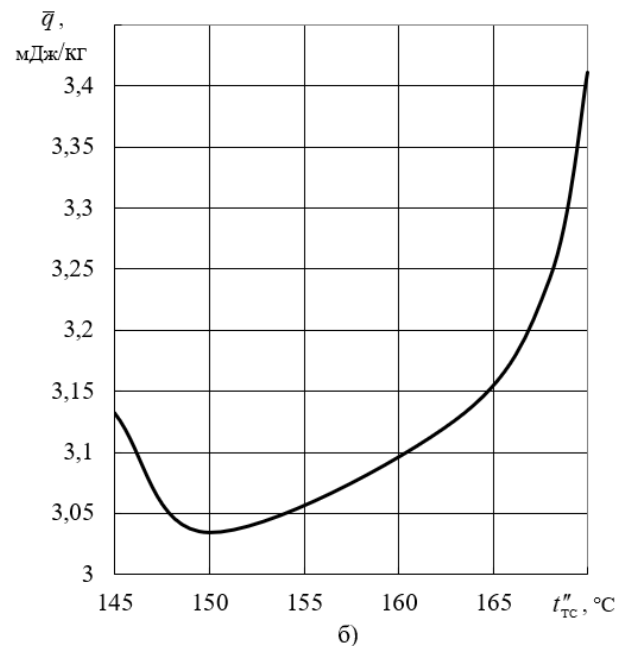


Рисунок 1 – Залежність питомого теплового навантаження генератора АХА від режимних параметрів: а) залежність від підведеного навантаження; б) залежність від температури на виході генератора

Аналіз отриманих результатів дозволяє зробити низку висновків.

По-перше, на відміну від чистих речовин, під час роботи генераторів на бінарних сумішах, зокрема, на ВАР, коефіцієнти подачі b і b' залежать від підведеного теплового навантаження. Так, наприклад, у разі збільшення Q_T від 40 Вт до 80 Вт значення b і b' знижуються приблизно в 3 рази.

По-друге, залежність питомої кількості підведеного тепла має мінімум у діапазоні значень підведеного теплового навантаження $Q_T = 40...80$ Вт і температур кінця кипіння $t_T' = 145...170$ °С.

По-третє, показано, що робота АХА з повітряним охолодженням теплорозсіювальних елементів при $t_{oc} = 25$ °С найбільш ефективна в діапазоні температур кінця кипіння $147...155$ °С (див. рис. 1б). Робота за межами цього діапазону призводить до збільшення енерговитрат до 9 %, причому це пов'язано або з підігрівом рідкої фази, або зі збільшенням частки абсорбенту (води) в паровій суміші.

Наявність мінімуму енерговитрат можна пояснити тим, що в досліджуваному діапазоні робочих параметрів генератора ($t_T = 87...112$ °С, $t_T' = 145...170$ °С, $P = 19$ бар, $\zeta = 0,34$) досягається деяке оптимальне співвідношення складу рідкої та парової фази на виході генератора.

Під час аналізу отриманих результатів необхідно пам'ятати про допущення рівності температур кінця кипіння і на виході генератора.

Кипіння в генераторі закінчується в зоні розташування джерела теплового навантаження, а на підйомній ділянці в динамічній рівновазі формується парорідинний стовп. Рушійний напір на підйомній ділянці створюється за рахунок різниці паровмістів потоку, тобто в зоні підведення тепла пароутворення проводиться «із запасом» і з додатковими витратами енергії. Такий «запас» необхідний для подолання гідравлічного опору під час руху двофазного потоку.

Незважаючи на теплоізоляцію підйомної ділянки генератора, високий рівень температур пароутворення ($145...170$ °С) зумовлює теплові втрати в навколишнє середовище, що призводять до часткової конденсації парової фази та зниження рівноважної температури парорідинної суміші. Конденсація спричиняє збільшення густини парорідинного стовпа і зростання гідравлічного опору на підйомній ділянці. Для забезпечення початкової витрати необхідно збільшити підйомну силу, значення якої визначається кількістю генерованої па-

ри, тобто значенням теплового навантаження, що підводиться.

Таким чином, для забезпечення енергозберігаючих режимів на виході генератора необхідно використовувати спочатку несприятливі режими пароутворення з додатковими витратами енергії.

За такого підходу з погляду енергозбереження представляє інтерес пошук компромісу між досягнутим ефектом і додатковими енерговитратами.

Одним зі шляхів розв'язання цього завдання є оригінальний спосіб роботи генератора, описаний у роботі [19], який передбачає встановлення додаткового нагрівального елемента на підйомній ділянці. Додатковий нагрівач призначений для компенсації теплових втрат у навколишнє середовище і зниження рівня температур у зоні основного джерела підведення тепла.

Цей спосіб сприяє вирівнюванню температур на підйомній частині генератора і підвищенню ефективності АХА, однак провести аналіз усіх аспектів його використання без експериментальної перевірки не є можливим.

Таке становище зумовлює необхідність проведення експериментальних досліджень, у яких мають бути вивчені питання, пов'язані з енергозбереженням під час роботи генератора, на реальних конструкціях АХА.

3. Експериментальні дослідження

Експериментальні дослідження виконано відповідно до методики, наведеної в [19].

У рамках цих досліджень на підйомній ділянці генератора окремої (не в складі холодильника) АХА типу АШ-160М був встановлений додатковий електричний нагрівач (рис. 2). Довжина основного нагрівача становила 0,1 м, а додаткового – 0,23 м. Дослідження проводили в діапазоні температур навколишнього середовища, що відповідає класу SN, тобто $t_{oc} = 10...32$ °С [20]. Підведення тепла до потоку ВАР у генераторі здійснювалося послідовно – спочатку в зоні розташування основного нагрівача, а потім – у зоні додаткового, тобто ВАР проходив нібито «перший ступінь», а потім – «другий ступінь». У зв'язку з новизною досліджень і відсутністю сформованої термінології, а також у зв'язку з вищезазначеними міркуваннями, такий спосіб підведення теплового навантаження до генератора АХА був названий «двоступеневим».

Досліджували АХА в «стандартному» і «низкотемпературному» виконанні, що відрізняють-

ся між собою масовою концентрацією ВАР під час заправки і входять до складу, відповідно, одно- і двокамерних холодильників і морозильників.

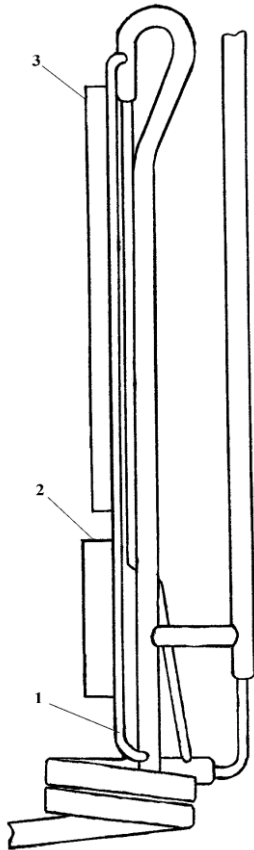


Рисунок 2 – Генераторний вузол АХА типу АШ-160М із додатковим нагрівачем: 1 – генератор; 2 – основний нагрівач; 3 – додатковий нагрівач.

Діапазон значень теплового навантаження генератора було обрано з таких міркувань. Мінімальне значення теплового навантаження Q_T визначається стабільністю руху парорідинного потоку на підйомній ділянці. Як показали дослідження низки авторів [21-23], стабільна робота генератора з внутрішнім діаметром 3,5...3,6 мм відбувається, починаючи з теплового навантаження $Q_T = 40$ Вт.

За менших значень Q_T спостерігалось «запарювання» в зоні підведення тепла і зрив циркуляції.

Виходячи з цих міркувань, нижню межу теплового навантаження основного нагрівача було обрано рівною 40 Вт.

Верхня межа теплового навантаження відповідала максимальній енергетичній ефективності АХА і становила – для апаратів у «стандартному» виконанні $Q'_T = 70$ Вт, у «низькотемпературному» – $Q'_T = 80$ Вт.

Теплове навантаження на додатковому електронагрівачі (Q''_T) не перевищувало 20 Вт, а сумарне значення Q_T у всіх випадках не перевищувало Q'_T , тобто діапазон зміни потужності основного нагрівача становив 40...70 Вт (для «стандартного» АХА) і 40...80 Вт (для «низькотемпературного» АХА).

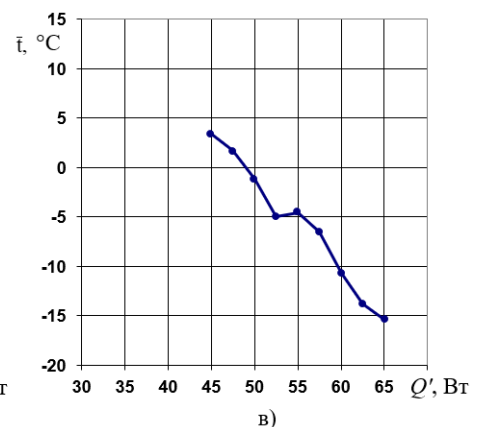
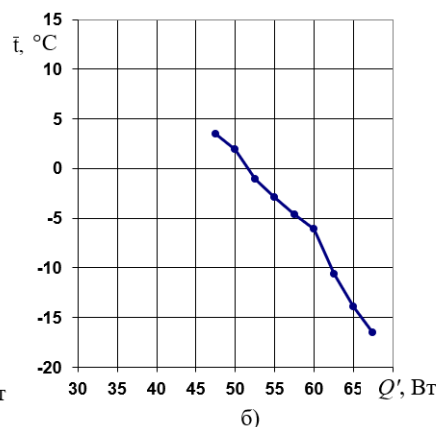
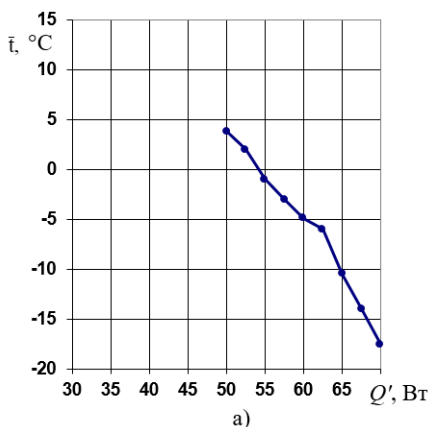
В експериментальних дослідженнях потужність на основному і додатковому нагрівачах змінювалася дискретно з кроком у 2,5 Вт.

Результати проведених експериментальних досліджень представлені на рис. 3.

Їх аналіз показав, що в обох випадках («стандартне» і «низькотемпературне» виконання АХА) є мінімум сумарного значення теплового навантаження Q_T . За температури навколишнього середовища $t_{oc} = 25$ °С він знаходиться в області $Q_T \approx 60$ Вт, при цьому $Q'_T = 45...50$ Вт, а $Q''_T = 10...15$ Вт.

Результати експериментальних досліджень показують, що одна й та сама холодопродуктивність випарника АХА може бути досягнута або під час подавання теплового навантаження на основний нагрівач 67,5 Вт, або під час подавання розподіленого теплового навантаження на основний і додатковий нагрівачі в сумі 60 Вт.

Найстабільніші результати досягаються, коли реалізується режим подавання теплового навантаження: $Q_T = Q'_T + Q''_T = 47,5 + 12,5 = 60$ Вт. Економія енергії при цьому становить 7,5 Вт або 10 %.



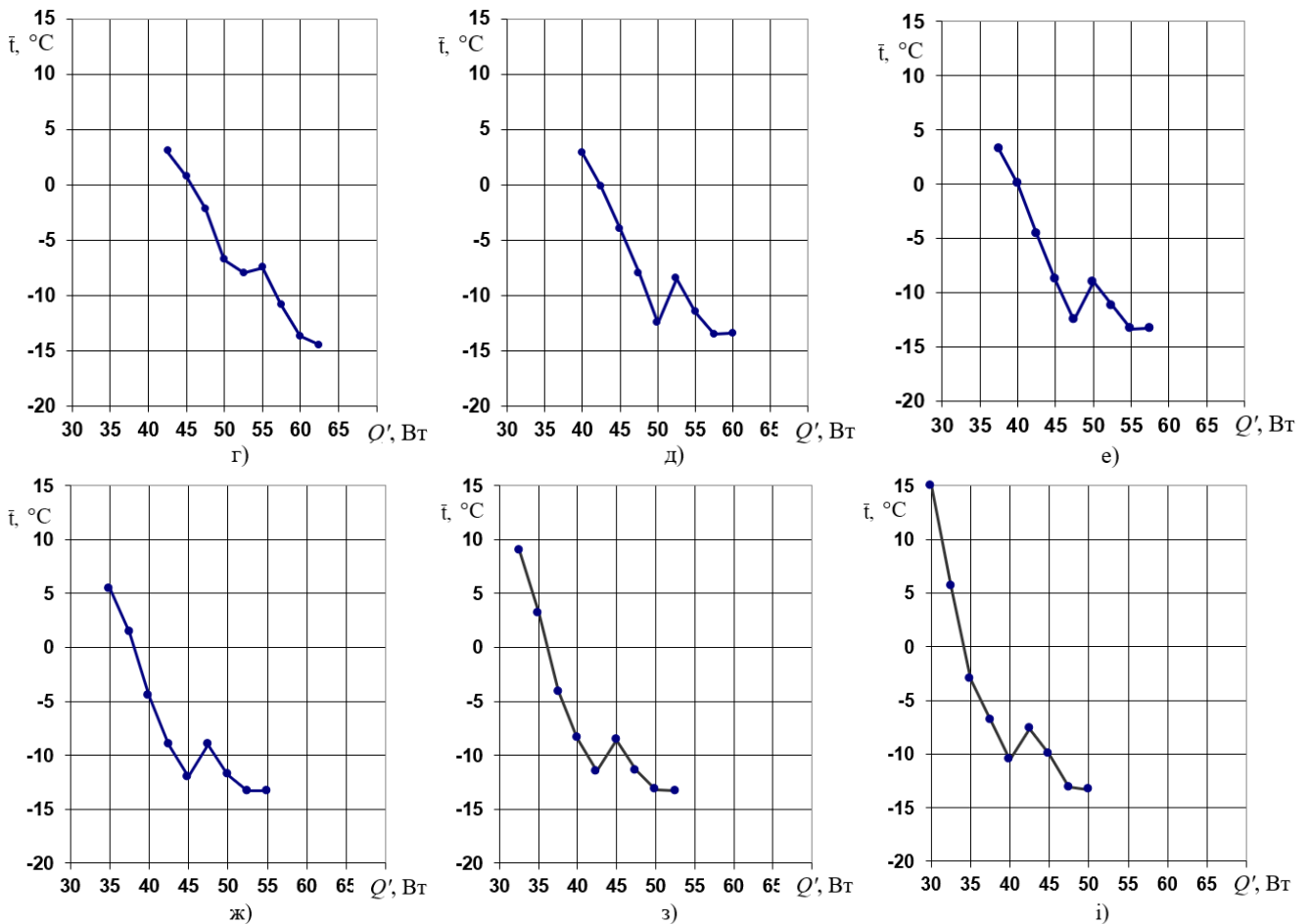


Рисунок 3 – Температурні поля випарника АХА за двоступеневого способу підведення. Теплове навантаження на додатковий нагрівач: а) 0 Вт; б) 2,5 Вт; в) 5 Вт; г) 7,5 Вт; д) 10 Вт; е) 12,5 Вт; ж) 15 Вт; з) 17,5 Вт; и) 20 Вт. Теплове навантаження на додатковий нагрівач – Q' .

З аналізу температурних полів генератора впливає, що мінімум холодопродуктивності випарника АХА досягається в тому випадку, коли має місце найменша різниця температур по висоті підйомної частини, тобто коли значення температури кінця кипіння (t''_s) та виходу з генератора (t''_T) максимально є близькими.

При цьому можна зазначити й те, що при збільшенні значень Q'_T та при $Q''_T = 0$, тобто при роботі з традиційним підведенням теплового навантаження, перепад температур по висоті підйомної частини генератора $\Delta t_T = t''_s - t''_T$ зменшується.

Так, при $Q'_T = 40$ Вт – $\Delta t_T = 15...16$ °С, при $Q'_T = 50$ Вт – $\Delta t_T = 14...15$ °С, при $Q'_T = 60$ Вт – $\Delta t_T = 12...13$ °С, при $Q'_T = 70$ Вт – $\Delta t_T = 11...12$ °С, а при номінальному підводі тепла ($Q'_T = 110$ Вт) – $\Delta t_T = 9...10$ °С.

Як уже було зазначено вище, наявність температурного напору Δt_T пов'язана з необхідністю подолання гідравлічного опору при русі парорідного потоку і різниці геометричних висот. В енергозберігаючих режимах роботи АХА перепад

температур по висоті підйомної частини генератора не перевищував 2°С, а найкращі результати досягалися при $\Delta t_T \approx 0,5$ °С, наприклад, у режимі $Q'_T = 47,5$ Вт та $Q''_T = 12,5$ Вт. У цих же режимах відбувалося і зниження температури кінця кипіння (після основного нагрівача) на 3...5°С.

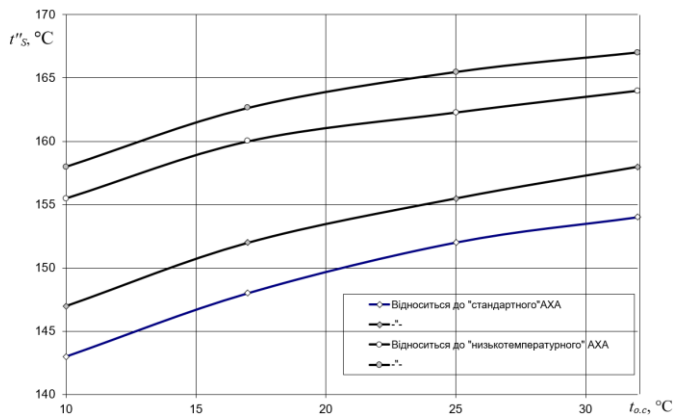
Таким чином, при розподіленому підведенні тепла в генераторі пароутворення відбувається на мінімально можливому рівні температур, що і забезпечує енергозберігаючі режими роботи АХА.

Дослідження впливу температури навколишнього середовища (у діапазоні $t_{oc} = 10...32$ °С) показали, що положення мінімуму теплових навантажень на генераторі зміщується при зниженні t_{oc} у бік менших температур кінця кипіння (t''_s) та навпаки (рис. 4).

В області низьких температур навколишнього середовища ефект енергозбереження максимальний, а зі зростанням t_{oc} дещо зменшується. Так, при $t_{oc} = 10...16$ °С енергозбереження становить 15...16 %; при $t_{oc} = 16...22$ °С – 12...13 %; при $t_{oc} = 22...28$ °С – 11...12 %; при $t_{oc} = 28...32$ °С – 10...11 %.

За практичної незмінності положення мінімуму сумарного теплового навантаження ($Q_T \approx 60$ Вт) збільшення ефекту енергозбереження в царині менших температур довкілля досягалося завдяки збільшенню базового значення Q_T , використovanого для порівняння, і навпаки – при зростанні t_{oc} знижувалося базове значення Q_T .

Аналогічні результати отримано і при дослідженні генератора «низькотемпературного» АХА (рис. 4).



Рисунки 4 – Діапазони температур кінця кипіння ВАР в енергозберігаючих режимах роботи генераторів «стандартного» і «низькотемпературного» АХА в різних умовах експлуатації

Відмінність режимів роботи «низькотемпературного» АХА від «стандартного» полягає у зміщенні сумарного теплового навантаження в бік більших значень, приблизно до 62,5 Вт. Аналогічно, у бік більших значень зміщуються і значення температур кінця кипіння. У цих дослідженнях базове теплове навантаження генератора становило $Q_T = 70$ Вт, а енергозбереження досягло 11 %.

Аналізуючи результати, отримані під час дослідження «низькотемпературного» АХА, слід зазначити незначний вплив температур навколишнього середовища – за $t_{oc} = 10...16$ °С ефект енергозбереження становить 10...12 %, а в усьому діапазоні температур ($t_{oc} = 16...32$ °С) – 10...11 %.

Найбільший ефект у «низькотемпературних» АХА досягається при співвідношенні теплових навантажень $Q_T = Q'_T + Q''_T = 50 + 12,5 = 62,5$ Вт. Порівняно з АХА в «стандартному» виконанні відбулося незначне збільшення теплового навантаження за рахунок внеску основного нагрівача.

Під час проведення досліджень АХА в «стандартному» і «низькотемпературному» виконанні температури кінця кипіння, які відповідають енергозберігаючим режимам роботи генераторів, мож-

на було досягти різною комбінацією значень Q'_T та Q''_T . Так, наприклад, для підтримки мінімального сумарного теплового навантаження 60 Вт «стандартного» АХА необхідна така комбінація Q'_T та Q''_T у різних умовах експлуатації:

а) $t_{oc} = 10...16$ °С → «42,5 + 17,5»; б) $t_{oc} = 16...22$ °С → «45 + 15»; в) $t_{oc} = 22...28$ °С → «47,5 + 12,5»; г) $t_{oc} = 28...32$ °С → «50 + 10».

Для «низькотемпературного» АХА відмінність полягає тільки в значенні мінімального сумарного теплового навантаження, яке становить 62,5 Вт і відповідному зростанні значень теплових навантажень на основному нагрівачі – до 45, 47,5, 50 і 52,5 Вт. Значення Q'_T при цьому залишаються на рівні колишніх, тобто 17,5, 15, 12,5 та 10 Вт, відповідно.

У разі використання результатів досліджень під час проектування нової техніки слід мати на увазі, що їх отримано в суворо визначених умовах підведення теплового навантаження (за певного термічного опору в зоні контакту «електронагрівач – стінка труби генератора») і відведення тепла в навколишнє середовище (за певного теплоізоляційного кожуха генераторного вузла).

Тому розробникам варто орієнтуватися на діапазон температур кінця кипіння, що відповідає енергоощадним режимам роботи генератора, а значення теплового навантаження можуть бути дещо скориговані відносно рекомендованих з урахуванням конструктивних особливостей нових зразків. Так, наприклад, за результатами експериментальних досліджень Василюва О.Б. такому діапазону температур кінця кипіння відповідає теплове навантаження 52...53 Вт, тоді як у наших дослідженнях ця величина становить 60 Вт.

4. Висновки

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження генераторів АХА дають змогу зробити такі висновки.

По-перше, підтвердилися припущення про існування енергозберігаючих режимів роботи генератора АХА. Такі режими залежать від початкової масової концентрації ВАР, тиску в системі та температури кінця кипіння.

По-друге, двоступеневий спосіб підведення теплового навантаження забезпечує енергоощадні режими роботи генератора з мінімальною різницею температур (близько 0,5°С) по висоті підйомної частини, причому такі режими можуть бути

реалізовані в АХА різного виконання за деякого фіксованого значення сумарного теплового навантаження ($Q_T = \text{const}$).

По-третє, ефект енергозбереження має місце в діапазоні температури навколишнього середовища $t_{oc} = 10...32$ °С, причому зі зростанням t_{oc} відбувається збільшення частки теплового навантаження на основному нагрівачі.

По-четверте, мінімальне значення сумарного теплового навантаження за двоступеневого способу підведення тепла залежить від функціонального призначення АХА, що, своєю чергою, передбачає відповідне заправлення робочого тіла. Для типових АХА зниження енергоспоживання в діапазоні температур навколишнього середовища $10...32$ °С складає $10...15$ %.

Особистий внесок авторів CRediT

Тітлов О.С.: концептуалізація ідеї, методологія, формальний аналіз, написання – оригінальний проект, адміністрування. **Березовська Л.В.:** перевірка, візуалізація, дослідження, програмне забезпечення, написання – огляд та редагування. **Поньмарьов К.М.:** аналіз та узагальнення даних, перевірка, програмне моделювання. **Георгієш К.В.:** перевірка, обробка даних, інформаційний пошук.

Література

1. **Srikhirin P., Aphornratana S., Chungpaibulpanatana S.** A review of absorption refrigeration technologies // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2001. – № 5. – P. 343-372.
2. UNEP. Montreal Protocol on Substances That Deplete The Ozone Layer. Final Act. –1987. – 6 p.
3. **Тітлов О. С.** Сучасний рівень розробок і виробництва побутових абсорбційних холодильних приладів та їх економічна ефективність // *Енергозбереження. Енергетика. Енергоаудит*. – 2007. – № 9. – С. 9-17.
4. **Тітлов О. С.** Порівняння характеристик абсорбційної та компресійної побутової холодильної техніки // *Холодильна техніка та технологія*. – 1997. – № 57. – С. 39-41.
5. **Тітлов О. С.** Розробка енергозберігаючої побутової та торгової холодильної техніки абсорбційного типу // *Наукові праці ОДАХТ*. – 2002. – № 23. – С. 237-240.
6. **Titlov A.S., Rybnikov M.V.** Tendenzen der Entwicklung von Hauschalt-Kugl-und Gefriergeraten in der Ukraine und Untersuchungen neuer Arbeitsverfahren // *Die Kalte und Klimatechnik*. – 1994. – № 6. – S. 386-388.
7. **Железний В.П.** Еколого-енергетичні аспекти впровадження альтернативних холодоагентів у холодильній техніці. – Донецьк: Донбасс, 1996. – 144 с.
8. **Захаров М.Д., Тітлов О.С., Тюхай Д.С., Ботук Ю.С., Васи́лів О.Б.** Аналіз ексергетичної ефективності циклів АДХМ // *Наукові праці ОДАХТ*. – 2001. – № 22. – С. 161-167.
9. **Тітлов О. С.** Методика розрахунку термодинамічних параметрів циклу абсорбційно-дифузійних холодильних машин // *Наукові праці ОДАХТ*. – 1997. – № 17. – С. 271-275.
10. **Niebergal W.** Sorption-kalte-maschinen. – Berlin: Springer, 1959. – 554 s.
11. **Nesselmann K.** Uber Messungen an Kliepen Mammutpumpen. Wiss. Werofst. Siemens-Konzern. – 1927. – Bd.6. – Heft.1 –S.283–298.
12. **Морозюк Л.І., Хоменко М.Ф., Главацький О.Н.** Дослідження генераторів АДХМ // *Холодильна техніка та технологія*. – 1981. – № 12. – С. 21-25.
13. **Морозюк Л.І.** «Метод циклів» у термодинамічному аналізі абсорбційно-дифузійних холодильних машин // *Холодильна техніка та технологія*. – 2000. – № 67. – С. 21-28.
14. **Морозюк Л.І., Пащенко А.В.** Основи функціонального проектування термосифонних насосів абсорбційно-дифузійних холодильних машин (Частина 1) // *Холодильна техніка та технологія*. – 2000. – № 65. – С. 66-71.
15. **Морозюк Л.І., Пащенко А.В.** Визначення конструктивних характеристик термосифонних насосів абсорбційно-дифузійних холодильних машин (Частина 2) // *Холодильна техніка та технологія*. – 2000. – № 66. – С. 51-55.
16. **Морозюк Л.І.** Системний аналіз генераторів абсорбційно-дифузійних термотрансформаторів // *Холодильна техніка та технологія*. – 1999. – № 61. – С. 36-41.
17. **Чайковський В.Ф., Бурдо О.Г., Тітлов О.С.** Експериментальні дослідження витратних характеристик термосифонів абсорбційно-дифузійних холодильних апаратів // *Холодильна техніка та технологія*. – 1990. – № 51. – С. 3-9.
18. **Manuel Conde-Petit.** Thermophysical Properties of $\{NH_3 + H_2O\}$ mixtures for the industrial design of absorption refrigeration equipment. – Zurich: M. Conde engineering, 2006. – 38 p.
19. **Тюхай Д.С.** Пошук енергозберігаючих режимів роботи абсорбційно-дифузійної техніки на базі

уніфікованої АДХМ. – Наукові праці ОДАХТ. – 1999. – Вип. 20. – С.229-234.

20. Прилади холодильні електричні побутові. Загальні технічні умови: ДСТУ 2295-93 (ГОСТ 16317-95 ISO 5155-83, ISO 7371-85, ІЕС 335-2-24-84). – К.: Держстандарт України, 1996. – 35 с.

21. **Тітлов О.С., Тюхай Д.С., Василів О.Б.** Пошук енергозберігаючих режимів роботи перекачують термосифонів АДХМ // Холодильна техніка та технологія. – 2000. – № 67. – С. 12-20.

22. **Захаров М.Д., Тітлов А.С., Тюхай Д.С., Ботук Ю.С., Василів О.Б.** Аналіз ексергетичної ефективності циклів АДХМ // Наукові праці ОДАХТ. – 2001. – № 22. – С. 161-167.

23. **Адамбасв Д.Х., Тітлов О.С.** Вдосконалення енергетичних характеристик генераторів абсорбційних холодильних агрегатів // Холодильна техніка та технологія. – 2021. – Т. 57(2). – С. 77-83.

Отримана в редакції 22.10.2024, прийнята до друку 28.11.2024

Increasing the energy efficiency of generators of absorption refrigeration units

Oleksandr Titlov^{✉1}, Liudmyla Berezovska², Konstantin Ponomaryov³, Kateryna Heorhiiesh⁴

¹⁻⁴Odesa National University of Technology, 112 Kanatnaya Str., Odesa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: ¹titlov1959@gmail.com

ORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0003-1908-5713>; ²<http://orcid.org/0000-0002-2896-9839>;

³<http://orcid.org/0000-0002-7771-1316>; ⁴<http://orcid.org/0000-0002-7045-8039>

Modern refrigeration systems consume from 25 to 30 % of the world's electricity generated by power plants. Household absorption refrigeration appliances (ARA) with absorption refrigeration units are popular with consumers due to a wide range of operating temperatures – from -24...-18 to 12 °C, which allows for long-term storage of various food products. However, ARAs are significantly inferior to compression analogues in terms of energy consumption during operation. As the exergy analysis of ARA cycles has shown, the main source of losses is concentrated in the elements of the generator unit. The conducted theoretical and experimental studies of ARA generators allow us to draw the following conclusions. First, the assumptions about the existence of energy-saving operating modes of the ARA generator were confirmed. Such modes depend on the initial mass concentration of the water-ammonia solution, the pressure in the system and the end boiling temperature. Secondly, the two-stage method of supplying the heat load provides energy-saving modes of operation of the generator with a minimum temperature difference (about 0.5 °C) along the height of the lifting part, and such modes can be implemented in ARA of different designs for some fixed value of the total heat load. Thirdly, the energy-saving effect occurs in the ambient temperature range of 10...32 °C, and with increasing ambient temperature, the share of the heat load on the main heater increases. Fourthly, the minimum value of the total heat load for the two-stage method of supplying heat depends on the functional purpose of the ARA, which, in turn, involves the appropriate filling of the working fluid. For typical absorption refrigeration appliances, the reduction in energy consumption in the ambient temperature range of 10...32 °C is 10...15 %.

Keywords: Absorption refrigeration unit; Thermosyphon; Combined heat supply; Water-ammonia solution; Energy saving; Experimental research

References

1. **Srikinrin, P., Aphornratana, S., Chungpaibulpatana, S.** (2001) A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5, 343-372.
2. (1987) UNEP. Montreal Protocol on Substances That Deplete The Ozone Layer, 6.
3. **Titlov, A. S.** (2007) Current level of development and production of household absorption refrigeration devices and their economic efficiency. *Energy saving. Power engineering. Energy audit*, 9, 9-17.
4. **Titlov, A. S.** (1997) Comparison of characteristics of absorption and compression household refrigeration equipment. *Refrigeration engineering and technology*, 57, 39-41.
5. **Titlov, A. S.** (2002) Development of energy-saving household and commercial refrigeration equipment of absorption type. *Scientific works of OSAFT*, 23, 237-240.

6. **Titlov, A.S., Rybnikov, M. V.** (1994) Trends in the development of domestic refrigeration and freezing equipment in Ukraine and studies of new methods of operation. *Refrigeration and Air Conditioning Engineering*, 6, 386-388.
7. **Zhelezny, V. P., Zhidkov, V. V.** (1996) Ecological and energetic aspects of introduction of alternative refrigerants in refrigeration engineering. *Donetsk: Donbass*, 144.
8. **Zakharov, M. D., Titlov, O. S., Tyukhai, D. S., Botuk, Yu. S., Vasylyv, O. B.** (2001) Analysis of the exergy efficiency of ADHM cycles. *Scientific works of OSAFT*, 22, 161-167.
9. **Titlov, O. S.** (1997) Methodology for calculating the thermodynamic parameters of the cycle of absorption-diffusion refrigeration machines. *Scientific works of OSAFT*, 17, 271-275.
10. **Niebergal, W.** (1959) Sorption refrigeration machines. *Berlin: Springer*, 554.
11. **Nesselmann, K.** (1927) On measurements on Mammoth pump clips. *Scientific Research Institute. Siemens Corporation*, 6, 1, 283-298.
12. **Morozyuk L. I., Khomenko, N. F., Glavatsky, A. N.** (1981) Study of ADHM generators. *Refrigeration engineering and technology*, 12, 21-25.
13. **Morozyuk L. I.** (2000) "Method of cycles" in thermodynamic analysis of absorption-diffusion refrigeration machines. *Refrigeration engineering and technology*, 67, 21-28.
14. **Morozyuk L. I., Pashchenko A. V.** (2000) Fundamentals of functional design of thermo-siphon pumps of absorption-diffusion refrigeration machines (Part 1). *Refrigeration engineering and technology*, 65, 66-71.
15. **Morozyuk L. I., Pashchenko A. V.** (2000) Determination of design characteristics of thermosiphon pumps of absorption-diffusion refrigeration machines (Part 2). *Refrigeration engineering and technology*, 66, 51-55.
16. **Morozyuk, L. I.** (1999) Systems analysis of absorption-diffusion thermotransformer generators. *Refrigeration engineering and technology*, 61, 36-41.
17. **Tchaikovsky, V. F., Burdo, O. G., Titlov, A. S.** (1990) Experimental studies of the flow characteristics of thermosyphons of absorption-diffusion refrigeration devices. *Refrigeration engineering and technology*, 51, 3-9.
18. **Conde-Petit, M.** (2006) Thermophysical Properties of {NH₃ + H₂O} mixtures for the industrial design of absorption refrigeration equipment. *Zurich: M. Conde engineering*, 38.
19. **Tyukhai, D.S.** (1999) Search for energy-saving modes of operation of absorption-diffusion equipment based on unified ADHM. *Scientific works of OSAFT*, 229-234.
20. (1996) Household electric refrigerating appliances. General technical conditions: DSTU 2295-93 (GOST 16317-95 ISO 5155-83, ISO 7371-85, IEC 335-2-24-84). *K.: Derzhstandart Ukrainy*, 35.
21. **Titlov, A. S., Tyukhai, D. S., Vasylyv, O. B.** (2000) Search for energy-saving modes of operation of ADHM pumping thermosyphons. *Refrigeration engineering and technology*, 67, 12-20.
22. **Zakharov, M. D., Titlov, A. S., Tyukhai, D. S., Botuk, Yu. S., Vasylyv, O. B.** (2001) Analysis of the exergy efficiency of ADHM cycles. *Scientific works of OSAFT*, 22, 161-167.
23. **Adambaev D.Kh., Titlov, A.S.** (2021) Improvement of energy characteristics of generators of absorption refrigeration units. *Refrigeration Engineering and Technology*, 57(2), 77-83.

Received 22 October 2024

Approved 28 November 2024

Available in Internet 30 December 2024