

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 575.932

Оцінка термодинамічної ефективності абсорбційних водоаміачних термотрансформаторів на основі аналізу ексергетичних втрат в їх елементах

Н. О. Біленко¹, О. С. Тітлов^{✉2}, Д. М. Нікітін³¹⁻³Одеський національний технологічний університет, вул. Дворянська, 1/3, 65082, Україна✉ e-mail: ²titlov1959@gmail.comORCID: ¹<https://orcid.org/0000-0002-6164-7954>; ²<https://orcid.org/0000-0003-1908-5713>

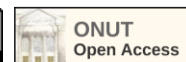
Екологічна ситуація змушує розробників холодильної техніки переглянути ставлення до абсорбційних холодильних приборів, які комплектуються абсорбційними водоаміачними термотрансформаторами (АВТ) та можуть розглядатися як один із альтернативних варіантів переходу на екологічно безпечні холодоагенти. Робоче тіло АВТ складається із природніх компонентів – водоаміачного розчину (ВАР) з додаванням інертного газу (водню, гелію або їх суміші) та є абсолютно екологічно безпечним – має нульові значення озонотвірального потенціалу та потенціалу «парникового» ефекту. Представлено оригінальну методику ексергетичного аналізу АВТ. Показано, що основні ексергетичні втрати у циклі АВТ припадають на генератор у процесах генерації пари та транспортування рідкої фази (при роботі на електроенергії – до 80 %, з паливними пристроями – до 60 %). Для їх зменшення необхідно провести оптимізаційні розрахунки генераторного вузла АВТ, ексергетичні втрати у якому, як мінімум, на порядок вищі, ніж у будь-якому іншому елементі АВТ. Результати енергетичного аналізу режимних параметрів серійних та дослідних моделей АВТ дозволили сформулювати низку рекомендацій для виробників енергозберігаючих агрегатів. Показано, що склад інертного газу впливає на ефективність циклу. Заміна водню гелієм призводить лише до зростання кількості циркулюючого газу в 2 рази, що ускладнює роботу контуру природної циркуляції АВТ. Варіантом подальшого енергетичного вдосконалення АВТ перспективно розглянути бінарну суміш трифторетанол (TFE) – тетраетилєнгліколь диметилевий ефір (TEGDME), яка може бути більш вигідною для циклів поглинання при високих температурах, ніж класичні робочі системи, такі як $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ та $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Ця система не піддається корозії, повністю зміщується в широкому діапазоні температур, термостійка до 250 °C і має низький робочий тиск. У частині підвищення енергетичної ефективності генераторного вузла одним з перспективних напрямків може бути заміна традиційного сталевих матеріалів корпусу АВТ на алюмінієві сплави, які показали не тільки високі теплопередавальні характеристики, але і корозійну стійкість при взаємодії в водоаміачній суміші.

Ключові слова: Екологічна небезпека; Абсорбційні водоаміачні термотрансформатори; Ексергетичний аналіз; Енергетичні ефективні режими

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v58i2.2383>

© The Author(s) 2022. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

1. Вступ

У теперішній час діяльність людства досягла вже такого рівня, при якому її вплив на природне середовище набуває глобального характеру. Протягом останнього століття постійно збільшувався

вміст в атмосфері деяких природних газів (CO_2 , N_2O , CH_4). Додатково до атмосфери потрапляли гази, що не є природними компонентами глобальної екосистеми. Головні серед них – фторхлорвуглеводні (фреони). Ці гази активно поглинають відображену від поверхні Землі сонячну радіацію та

сприяють формуванню «парникового» ефекту [1].

Світова спільнота реагує на погіршення екологічної обстановки цілою низкою заборон та обмежень (Монреальський протокол, 1986 р.; Конвенція ООН з клімату, Ріо-де-Жанейро, 1992 р.; Кіотський протокол, 1997 р.), які в теперішній час не виконуються більшістю країн, що розвиваються та країнами з перехідною економікою. Такий стан в значній мірі пов'язаний з тим, що комплекс технічних та економічних заходів, пов'язаних з переходом холодильної техніки на екологічно чисті холодоагенти, в повній мірі можуть здійснити лише країни з розвинутою економікою.

Ситуація, що склалася, змушує розробників холодильної техніки переглянути ставлення до абсорбційних холодильних приборів, в подальшому, згідно з існуючими нормативними вимогами та визначеннями [2] – абсорбційних холодильників і морозильників, які комплектуються абсорбційними водоаміачними термотрансформаторами (АВТ) та можуть розглядатися як один із альтернативних варіантів переходу на екологічно безпечні холодоагенти.

Робоче тіло АВТ складається із природніх компонентів – водоаміачного розчину (ВАР) з додаванням інертного газу (водню, гелію або їх суміші) та є абсолютно екологічно безпечним – має нульові значення озоноруйнуючого потенціалу та потенціалу «парникового» ефекту [3].

Абсорбційні холодильні прибори також мають низку таких унікальних якостей, як [4]:

а) безшумність, висока надійність та довготривалий ресурс, відсутність вібрації, магнітних та електричних полів під час експлуатації;

б) можливість використання в одному апараті кількох джерел енергії – як електричних, так і альтернативних (теплота згоряння органічного палива, сонячне випромінювання, вихлопні гази двигунів внутрішнього згоряння, «гарячий» потік повітря вихрової труби, теплонавантажені елементи радіоелектронної апаратури);

в) можливість роботи з неякісними джерелами енергії, в тому числі і електричною, в діапазоні напруги мережі 160...240 В.

До переваг АВТ слід віднести меншу в порівнянні з компресійними аналогами вартість, що в багатьох випадках і визначає їх популярність серед користувачів.

АВТ ефективні при використанні у якості мініхолодильників, мінібарів, у вбудовуваних та в транспортних моделях, коли холодопродуктив-

ність не перевищує 20 Вт та недоцільно використовувати компресійні системи.

АВТ, оснащені горілочними пристроями, широко використовуються туристами та подорожуючими, так як їм немає альтернативи в районах з відсутністю електроенергії.

Разом з тим, АВТ мають підвищене у порівнянні з аналогічними компресійними моделями енергоспоживання. Такий стан пов'язаний не лише з недосконалістю їх термодинамічного циклу, але й з відсутністю відповідних наукових та інженерних розробок.

Порівняно невисока енергетична ефективність АВТ зумовлює і вузьку область їх застосування, в основному, в якості мініхолодильників, і невелику долю на ринку побутової кліматичної техніки.

Таким чином, актуальними стають дослідження з пошуку шляхів енергетичного вдосконалення циклів АВТ.

2. Ексергетична оцінка енергетичної ефективності циклів АВТ

Сучасні цикли АВТ реалізовані за насосною і безнасосною схемою [4-6]. Насосні схеми АВТ мають вищу енергетичну ефективність, але не є автономними. Безнасосні схеми автономні, але енергетично неефективні, так як в них одночасно реалізуються тепловий та холодильний цикли.

Однією з особливостей АВТ 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 тільки дві [7].

Робота термотрансформаторної установки повинна забезпечувати необхідний рівень охолодження (t_{ob} , °C), а сама установка працювати у відповідних кліматичних умовах при поточній температурі охолоджувального середовища [2]. При такій постановці питання змінюватися може тільки температура гріючого теплового джерела.

Оцінка термодинамічної досконалості реальних процесів в енерготехнологічних установках має важливе значення, оскільки чим більш енергетично ефективний процес, тим менші затрати енергії на його здійснення. Стандартом для порівняння реальних процесів слугують ідеальні процеси, в яких механічна робота, що отримується максимальна, а та, що витрачається – мінімальна.

Під ексергію потоку робочого тіла слід розу-

міти ту максимальну роботу, яка могла б бути отримана теоретично під час переходу робочого тіла із даного стану (що характеризується параметрами з індексом «1») до стану повної рівноваги з навколишнім середовищем (що характеризується параметрами з індексом «0»).

Ексергія розраховується наступним чином:

$$e_1 = (h_1 - h_0) - T_0 \cdot (s_1 - s_0), \quad (1)$$

де T_0 – температура навколишнього середовища; h_0, s_0 – параметри робочого тіла при температурі навколишнього середовища.

Термодинамічна (або ексергетична) втрата Π_i в будь-якому процесі, який здійснюється в даному елементі установки, розраховується за формулою Клаузіуса [8]:

$$\Pi_i = T_0 \cdot \left(\sum \Delta s \right)_i, \quad (2)$$

де $(\sum \Delta s)_i$ – сума змін ентропії всіх тіл, що приймають участь у процесі.

Під ексергетичним ККД η_{ei} будь-якого елементу установки, в якому здійснюється даний процес, слід розуміти відношення:

$$\eta_{ei} = \frac{\left(\sum E_{вих} \right)_i}{\left(\sum E_{вх} \right)_i}, \quad (3)$$

де $(\sum E_{вх})_i$ та $(\sum E_{вих})_i$ – сума всіх видів ексергії відповідно на вході в елемент установки та на виході з нього.

Очевидний зв'язок між цими величинами:

$$\eta_{ei} = 1 - \frac{\Pi_i}{\left(\sum E_{вх} \right)_i}. \quad (4)$$

Стосовно тепловикористовуючих термотрансформаторів (абсорбційних та пароежекторних), для яких джерелами енергії є тепло невисокого потенціалу Q_T і електрична енергія L_{EH} , вираз (4) з урахуванням (1) і (2), набуває вигляду:

$$\eta_e^{XT} = \zeta_T \cdot \frac{\left(\frac{T_0}{T_X} - 1 \right)}{1 - \frac{T_0 \cdot \Delta S_T - L_{EH}}{Q_T}}, \quad (5)$$

де ΔS_T – зміна ентропії джерела низькопотенційного тепла; $\eta_T = Q_0 / Q_T$ – тепловий коефіцієнт термотрансформатора.

Для постійної температури низькопотенційного джерела $T_T = \text{const}$ (або для середньоінтегральної температури $T_T = \int_1^2 (dQ/T) / \Delta S$ при змінності температури низькопотенційного джерела), вираз (5) з урахуванням малої затрати енергії на насоси, спрощується та набуває вигляду:

$$\eta_e^{XT} = \zeta_T \cdot \frac{T_T \cdot (T_0 - T_X)}{T_X \cdot (T_T - T_0)}. \quad (6)$$

У роботі [9] використовують поняття про відносну ексергетичну втрату Ω_i , яка є відношенням абсолютної втрати Π_i , що розраховується за формулою (2), до ексергії (або суми ексергії), що підводиться на вході в установку:

$$\Omega_i = \frac{\Pi_i}{E_{вх}}. \quad (7)$$

Як для енергетичних, так і для холодильних установок, їх ексергетичні ККД можуть бути розраховані через відносні ексергетичні втрати Ω_i як:

$$\eta_e = 1 - \sum \Omega_i, \quad (8)$$

Методика ексергетичного аналізу для АВТ (рис. 1) полягає у наступному.

До складу АВТ входять елементи: генератор Г, дефлегматор Д; конденсатор К; випарник В; абсорбер А; регенеративний теплообмінник розчинів РТР.

Із попередніх теплових розрахунків відомі параметри в характерних точках P_i, T_i, h_i, s_i, v_i , витрати робочого тіла через елементи схеми g_i (приведені до витрати холодоагенту через випарник В), і таким самим чином приведені теплові навантаження елементів схеми q_i , а також приведена сумарна робота насосів $\sum l_H$.

Крім того, відома температура об'єкту охолодження T_X , температура теплоносія, що гріє низькопотенційне джерело $T_T = \text{const}$ і задана температура навколишнього середовища T_0 .

Ексергія, підведена до установки, складає:

$$\sum E_{вх} = q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_T} \right) + \sum l_H = q_T + \sum l_H - T_0 \cdot \Delta S'_T, \quad (9)$$

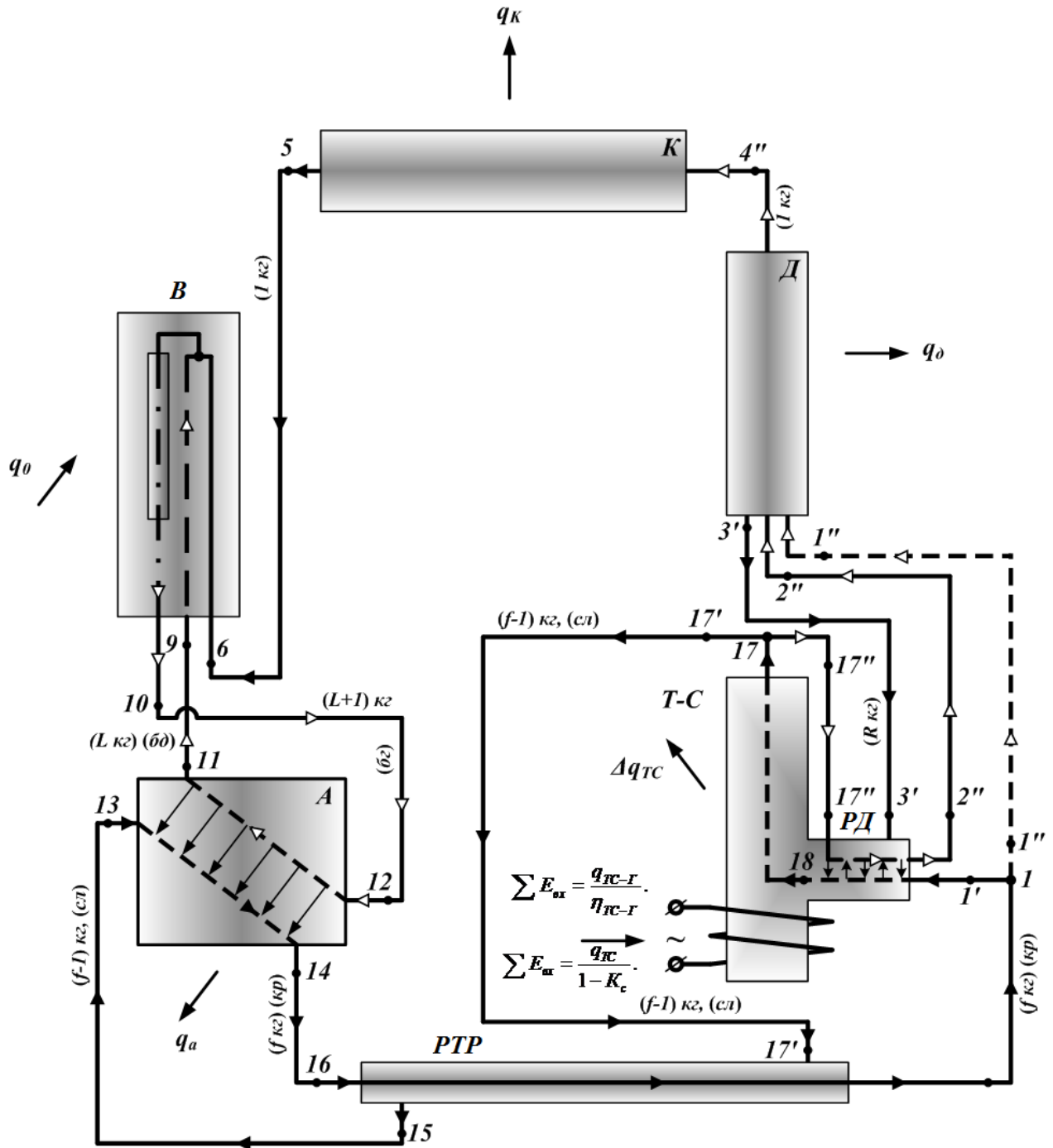


Рисунок 1 – Функціональна схема потоків у АВТ: Т-С – термосифон-генератор з ректифікаційною ділянкою РД; Д – дефлегматор; К – конденсатор; В – трипоточковий випарник; А – абсорбер; РТР – регенеративний теплообмінник розчинів

де q_r – приведенне теплове навантаження генератора.

Далі отримаємо вираз для відносних ексергетичних втрат у названих вище елементах схеми.

Генератор. В процесі генерації водоаміачної пари приймають участь два робочих тіла – киплячий водоаміачний розчин та теплоносієв гріючого низькопотенційного джерела.

Зміна ентропії киплячого розчину виглядає як різниця ентропії потоків на виході та вході в генератор:

$$\Delta S_{KP} = (g_9 \cdot s_9 + g_1 \cdot s_1) - (g_{15} \cdot s_{15} + g_8 \cdot s_8). \quad (10)$$

Зміна ентропії гріючого теплоносія, з урахуванням постійності його температури, складатиме:

$$\Delta S_r = -\frac{q_r}{T_r}, \quad (11)$$

де знак «мінус» означає, що тепло відводиться, і ентропія гріючого теплоносія зменшується.

Тоді $\Pi_{\Gamma} = T_0 \cdot (\Delta S_{\text{кр}} + \Delta S_{\Gamma})$ і відносна ексергетична втрата в генераторі розраховується як:

$$\Omega_{\Gamma} = \frac{T_0}{\sum E_{\text{ex}}} \cdot \left(g_1 \cdot s_1 - g_8 \cdot s_8 + g_9 \cdot s_9 - g_{15} \cdot s_{15} - \frac{q_{\Gamma}}{T_{\Gamma}} \right). \quad (12)$$

Дефлегматор. У процесі охолодження в дефлегматорі приймають участь: робоче тіло (у вигляді потоків водоаміачної пари, що очищується від води та флегми, що конденсується) і навколишнє середовище. Зміна ентропії робочого тіла складатиме:

$$\Delta S_{PT} = (g_2 \cdot s_2 + g_8 \cdot s_8) - g_1 \cdot s_1. \quad (13)$$

Для зміни ентропії навколишнього середовища, до якого підводиться тепло дефлегмації q_d при температурі T_0 , напишемо:

$$\Delta S_{\text{HC}} = \frac{q_d}{T_0}. \quad (14)$$

При цьому відносна ексергетична втрата в дефлегматорі складатиме:

$$\Omega_d = \frac{T_0 \cdot (g_2 \cdot s_2 + g_8 \cdot s_8 - g_1 \cdot s_1 - q_d)}{\sum E_{\text{ex}}}. \quad (15)$$

Конденсатор і абсорбер. У процесах конденсації та абсорбції приймають участь робоче тіло та навколишнє середовище. Для відносних ексергетичних втрат у конденсатора та абсорбера:

$$\Omega_{\text{к}} = \frac{T_0 \cdot g_3 \cdot (s_3 - s_2 + q_{\text{к}})}{\sum E_{\text{ex}}}; \quad (16)$$

$$\Omega_{\text{а}} = \frac{T_0 \cdot [(g_{11} \cdot s_{11} + g_{14} \cdot s_{14}) - (g_{12} \cdot s_{12} + g_{13} \cdot s_{13})] + q_{\text{а}}}{\sum E_{\text{ex}}} \quad (17)$$

де $q_{\text{к}}$ – приведена теплота конденсації; $q_{\text{а}}$ – приведена теплота абсорбції.

Регенеративний теплообмінник розчинів. У регенеративному теплообміннику розчинів обмінюються теплом слабкий та міцний водоаміачні розчини. Для відносної ексергетичної втрати в регенеративному теплообміннику розчинів напишемо:

$$\Omega_{\text{ТР}} = \frac{T_0}{\sum E_{\text{ex}}} \cdot [g_9 \cdot (s_{10} - s_9) + g_{14} \cdot (s_{15} - s_{14})]. \quad (18)$$

Об'єкт охолодження. У повітроохолоджувачі, в якому встановлений випарник АВТ, відбувається теплообмін між повітрям, що охолоджується при температурі T_x та рідким аміаком, що випаровується. Зміна ентропії повітря, що охолоджується (від нього тепло відводиться та зменшується) дорівнює:

$$\Omega_{\text{ХК}} = \frac{T_0}{\sum E_{\text{ex}}} \cdot \left[g_{10} \cdot s_{10} - (g_6 \cdot s_6 - g_9 \cdot s_9) - \frac{q_0}{T_x} \right]. \quad (19)$$

При визначенні ентропії збідненої (s_9) та збагаченої (s_{10}) парогазовою сумішшю, що складається із парів аміаку та інертного газу гелію (або водню) використовуємо властивість адитивності ентропії, на підставі якої:

$$s_{\text{сум}} = \xi \cdot s_{\text{NH}_3} + s_{\Gamma} \cdot (1 - \xi), \quad (20)$$

де ξ – масова концентрація суміші по аміаку; s_{NH_3} – ентропія парів аміаку при температурі парів аміаку та тиску, що дорівнює парціальному тиску парів аміаку в суміші; s_{Γ} – ентропія інертного газу при температурі, що дорівнює температурі парів аміаку, та тиску, що дорівнює парціальному тиску інертного газу в суміші.

Враховуючи близькість властивостей інертного газу до властивостей ідеального газу, ентропія інертного газу може бути, з достатньою точністю, розрахована за формулою:

$$s_{\Gamma} = c_p \cdot \ln \frac{T}{T_{\text{н}}} - R \cdot \ln \frac{P}{P_{\text{н}}}, \quad (21)$$

де c_p – ізобарна теплоємність інертного газу; R – індивідуальна газова стала інертного газу; T і P – температура суміші та парціальний тиск інертного газу, відповідно; $T_{\text{н}}$ і $P_{\text{н}}$ – нормальні умови, прийняті за початок відліку ентропії, $T_{\text{н}} = 273,15 \text{ К}$; $P_{\text{н}} = 1,0136 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

Ексергетичний ККД АВТ вираховується за універсальною формулою (1).

При розрахунках прийнято:

Температурні напори:

– максимальний у повітроохолоджувачі:

$$\Delta t_{1\text{ХК}} = t_{\text{ХК}} - t_{0\text{Н}} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

– мінімальний у повітроохолоджувачі:

$$\Delta t_{2\text{ХК}} = t_{\text{ХК}} - t_{0\text{В}} = 6 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

– максимальний у конденсаторі:

$$\Delta t_{1K} = t_{4''} - t_0 = 17^\circ \text{C};$$

– мінімальний у конденсаторі:

$$\Delta t_{2K} = t_5 - t_0 = 8^\circ \text{C};$$

– мінімальний у абсорбері між ВАР та навколишнім середовищем:

$$\Delta t_{2a} = t_{14} - t_0 = 3^\circ \text{C};$$

– мінімальний у абсорбері між ПГС та розчином:

$$\Delta t_{aгж} = t_{12} - t_{14} = t_{11} - t_{13} = 2^\circ \text{C};$$

– на «холодному» кінці РТР

$$\Delta t_{РТР} = t_{15} - t_{16} = 5^\circ \text{C};$$

– мінімальний у дефлегматорі

$$\Delta t_{2д} = t_{4''} - t_0 = 17^\circ \text{C}.$$

Відносні рушійні напори парціальних тисків аміаку у межі розділу фаз:

– у випарнику на початку випаровування:

$$\varepsilon_{1в} = \frac{P_{0н} - P_{бд}}{P_{0н}} = 0,45;$$

– у випарнику у кінці випаровування:

$$\varepsilon_{2в} = \frac{P_{0в} - P_{бг}}{P_{0в}} = 0,12;$$

– в абсорбері на вході слабкого ВАР:

$$\varepsilon_{1а} = \frac{P_{бд} - P_{1а}}{P_{бд}} = 0,4;$$

– в абсорбері на виході міцного ВАР:

$$\varepsilon_{2а} = \frac{P_{бг} - P_{2а}}{P_{бг}} = 0,2.$$

– масова доля пари аміаку у парогазовій суміші (ПГС) на виході із дефлегматора: $\xi_{4''} \approx 1$;

– коефіцієнт теплових втрат від термосифона-генератора в навколишнє середовище: $K_{nc} = 0,05 \dots 0,14$ [10].

– температура навколишнього середовища 32°C ;

– загальний тиск в агрегаті 2 МПа.

Прийнято також, що температура флегми на виході із дефлегматора дорівнює температурі пари на вході в нього, а температура цієї пари на вході із ректифікаційної ділянки термосифона-генератора дорівнює температурі міцного розчину на вході в ректифікаційну ділянку. Таким чином, виконується приблизна рівність.

Названі початкові дані прийняті на підставі паспортних, розрахункових та довідкових даних, а також – на підставі експериментальних досліджень, проведених в Одеському національному технологічному університеті [11-14].

Були розраховані питомі (на 1 кг аміаку) теплові навантаження елементів АВТ та показники їх енергетичної ефективності – тепловий коефіцієнт ζ_T (див. табл.).

Таблиця – Результати ексергетичного аналізу АВТ

Найменування втрат в елементах систем		Позначення	АВТ
Термосифон-генератор	У пристроях підведення тепла	$\Omega_{гу}, \%$	14,00
	при генерації пари	$\Omega_{гп}, \%$	60,40
	в ректифікаційній ділянці	$\Omega_{рд}, \%$	1,00
Повітроохолоджувач-випарник		$\Omega_{в}, \%$	6,00
Конденсатор		$\Omega_{к}, \%$	2,10
Регенеративний теплообмінник		$\Omega_{ртг}, \%$	4,20
Абсорбер		$\Omega_{а}, \%$	1,80
Дефлегматор		$\Omega_{д}, \%$	4,20
Ексергетичний ККД системи		$\eta_{ек}, \%$	6,30

Аналіз таблиці показує, що максимальні енергетичні втрати мають місце втрати у термосифоні-генераторі та у пристроях підведення тепла. У зв'язку з цим подальші заходи із удосконалення енергетичної ефективності АВТ слід проводити у цих напрямках.

3. Висновки

Основні ексергетичні втрати у циклі АВТ припадають на генератор у процесах генерації па-

ри та транспортування рідкої фази (при роботі на електроенергії – до 80 %, з пальними пристроями – до 60 %). Для їх зменшення необхідно провести оптимізаційні розрахунки генераторного вузла АВТ, ексергетичні втрати у якому, як мінімум, на порядок вищі, ніж у будь-якому іншому елементі АВТ.

Результати енергетичного аналізу режимних параметрів серійних та дослідних моделей АВТ дозволили сформулювати низку рекомендацій для виробників енергозберігаючих агрегатів:

а) необхідно забезпечувати максимальне пе-

реохолодження потоку рідкого аміаку з максимальним наближенням до температури навколишнього середовища – при переохолодженні потоку аміаку щодо його температури конденсації тепловий коефіцієнт циклу АВТ зростає від 19 до 28 %;

б) необхідно забезпечувати максимальне переохолодження потоку слабкого ВАР на вході в абсорбер з максимальним наближенням до температури навколишнього середовища;

в) для кардинального вирішення завдань переохолодження потоків рідкого аміаку і слабкого ВАР слід використовувати низькотемпературний потенціал потоку холодної насиченої ПГС, причому в низькотемпературних камерах і морозильниках весь потік насиченої ПГС слід використовувати тільки для переохолодження потоку слабкого ВАР;

г) температура кипіння в генераторі не повинна перевищувати 175 °С (її зростання до 195 °С супроводжується зниженням енергетичної ефективності від 24 до 7 %).

Показано, що склад інертного газу впливає на ефективність циклу. Заміна водню гелієм призводить лише до зростання кількості циркулюючого газу в 2 рази, що ускладнює роботу контуру природної циркуляції АВТ.

У частині подальшого енергетичного вдосконалення АВТ перспективно розглянути бінарну суміш трифторетанол (TFE) — тетраетиленгліколь диметилловий ефір (TEGDME), яка може бути більш вигідною для циклів поглинання при високих температурах, ніж класичні робочі системи, такі як $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$ та $\text{NH}_3-\text{H}_2\text{O}$. Ця система не піддається корозії, повністю змішується в широкому діапазоні температур, термостійка до 250 °С і має низький робочий тиск [15].

У частині підвищення енергетичної ефективності генераторного вузла одним з перспективних напрямків може бути заміна традиційного сталевих матеріалів корпусу АВТ на алюмінієві сплави, які показали не тільки високі теплопередавальні характеристики, але і корозійну стійкість при взаємодії в водоаміачній сумішці [16].

Особистий внесок авторів CRediT

Біленко Н.О.: формальний аналіз, еволюція загальних цілей та завдань, написання – огляд та редагування. **Тітлов О.С.:** концептуалізація, методологія, дослідження, написання – оригінальний проєкт, адміністрування. **Нікітін Д.М.:** візуалізація, формальний аналіз, верифікація, дослідження.

Література

1. **Б. Болін, Р. Десс, Дж. Ягер та ін.** Парниковий ефект, зміна клімату та екосистеми. Перекл. з англ. Під ред. **М. Я. Антоновського**. – Л.: Гідрометеоіздат, 1989. – 558 с.
2. ДСТУ 3023-95 (ГОСТ 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91). Прилади холодильні побутові. Експлуатаційні характеристики та методи випробувань. Чинний від 1995-07-20. – Вид. офіц. К.: Держстандарт України, 1996. – 22 с.
3. **Тітлов О.С., Василів О.Б.** Вартісні та екологічні експлуатаційні характеристики апаратів побутової холодильної техніки в Україні і країнах ЄЕС // Ринок інсталяційний. – 1998. – № 9. – С. 18-20.
4. **Тітлов О.С.** Сучасний рівень розробок та виробництва побутових абсорбційних холодильних приладів // Холодильний бізнес – 2007. – № 8. – С. 12-17.
5. **Морозюк Л.І.** Теплові холодильні машини – шляхи розвитку та вдосконалення // Холодильна техніка та технологія. – 2014. – № 5. – С. 23-29.
6. **Галімова Л.В.** Абсорбційні холодильні машини та теплові насоси. – Астрахань: Вид-во АГТУ, 1997. – 226 с.
7. **Морозюк Т.В.** Теорія холодильних машин та теплових насосів. – Одеса: Студія «Негоціант», 2006. – 712 с.
8. **Шаргут Я., Петела Р.** Ексергія. – М: Енергія, 1968. – 280 с.
9. **Захаров М.Д., Тітлов О.С., Тюхай Д.С., Ботук Ю.С., Василів О.Б.** Аналіз ексергетичної ефективності циклів АДХМ // Наукові праці Одеської державної академії харчових технологій. – 2001. – № 22. – С. 161-167.
10. **Тітлов О.С., Рева Н.В., Тюхай Д.С.** Пошук та вивчення перспективних теплоізоляційних матеріалів генераторних вузлів АДХМ // Холодильна техніка та технологія. – 2001. – №3 (72). – С. 12-18.
11. **Тітлов О.С., Тюхай Д.С., Василів О.Б.** Пошук енергозберігаючих режимів роботи термосифонів АДХМ, що перекачують // Холодильна техніка та технологія. – 2000. – № 67. – С. 12-20.
12. **Тітлов О.С., Холодков А.О.** Підвищення енергетичної ефективності побутових абсорбційних холодильних приладів // Холодильна техніка та технологія. – 2017. – № 55 (3). – С. 27-36.
13. **Тітлов О.С., Осадчук Є.А., Біленко Н.О.** Методика визначення термодинамічної ефективності абсорбційних холодильних установок на основі аналізу ексергетичних втрат у їх елементах // Холодильна техніка та технологія. – 2018. – Т.54, № 1. –

С. 31-42.

14. **Тітлов О.С., Гратій, Т.І., Біленко Н.О.** Підвищення енергетичної ефективності абсорбційних холодильних приладів // Холодильна техніка та технологія. – 2018. – Т. 55, № 5-6. – С. 293-303.

15. **Sun D. W.** Comparison of the Performances of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ and $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ Absorption Refrigeration Systems // Energy Conversion Management. – 1998. – № 39. – P. 357-368.

16. **Kuznetsov Yu., Kosenko A., Lugovskoy B. Kazansky B., Titlow A.** Studies on corrosion resistance of coatings formed by plasma electrolytic oxidation on aluminum alloys. The optimization of the composition, structure and properties of metals oxides, composites, nano and amorphous materials // Proceedings of the 10th Bi-National Israeli – Russian Bi-National Work-shop 2011, Jerusalem, Israel, 2011. P. 297-303.

Отримана в редакції 28.04.2022, прийнята до друку 16.05.2022

Evaluation of the thermodynamic efficiency of absorption water-ammonia thermotransformers based on the analysis of exergetic losses in their elements

Nataliia Bilenko¹, Oleksandr Titlov^{✉2}, D. Nikitin³

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

✉ e-mail: ²titlov1959@gmail.com

ORCID: ¹<https://orcid.org/0000-0002-6164-7954>; ²<https://orcid.org/0000-0003-1908-5713>

The environmental situation forces the developers of refrigeration equipment to reconsider their attitude to absorption refrigerating devices, which are equipped with absorption water-ammonia thermotransformers (AWT) and can be considered as one of the alternative options for switching to environmentally safe refrigerants. The working body of the AWT consists of natural components - water-ammonia solution (WAS) with the addition of inert gas (hydrogen, helium or their mixture) and is absolutely environmentally safe - it has zero values of ozone-depleting potential and the potential of the "greenhouse" effect. The original method of exergetic analysis of AWT is presented, which made it possible to create the following conclusions and recommendations. The main exergy losses in the AWT cycle fall on the generator in the processes of steam generation and liquid phase transportation (up to 80 % when working on electricity, with combustion devices - up to 60 %). In order to reduce them, it is necessary to carry out optimization calculations of the AWT generator unit, the exergy losses of which are at least an order of magnitude higher than in any other AWT element. The results of the energy analysis of the mode parameters of serial and experimental models of AWT made it possible to formulate a number of recommendations for manufacturers of energy-saving units. It is shown that the composition of the inert gas affects the efficiency of the cycle. Replacing hydrogen with helium leads only to a 2-fold increase in the amount of circulating gas, which complicates the operation of the natural circulation circuit of the AWT. As part of the further energy improvement of AWT, it is promising to consider the binary mixture of trifluoroethanol (TFE) – tetraethylene glycol dimethyl ether (TEGDME), which may be more advantageous for absorption cycles at high temperatures than classical operating systems such as $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ and $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. This system is non-corrosive, fully miscible over a wide temperature range, heat resistant up to 250 °C and has a low operating pressure. In terms of increasing the energy efficiency of the generator unit, one of the promising directions may be the replacement of the traditional steel material of the AWT body with aluminum alloys, which have shown not only high heat transfer characteristics, but also corrosion resistance when interacting in a water-ammonia mixture.

Keywords: Ecological danger; Absorption water-ammonia thermotransformers; Exergy analysis; Energy efficient modes

References

1. **Bolin, B., Dejes, R., Yager, J. et al.** (1989) Greenhouse effect, climate change and ecosystems. Trans. from English under the edit. **M. Ya. Antonovskiy.**

L.: Hydrometeoizdat, 558.

2. DSTU 3023-95 (GOST 30204-95, ISO 5155-83, ISO 7371-85, ISO 8187-91) (1996). Household refrigerating appliances. Performance characteristics and test methods. Valid from 1995-07-20. View. offic. K.:

Derzhstandard of Ukraine, 22.

3. **Titlov, O.S., Vasyliv, O.B.** (1998) Cost and environmental performance characteristics of household refrigeration appliances in Ukraine and EU countries. *Installation market*, 9, 18-20.
4. **Titlov, O.S.** (2007) Modern level of development and production of household absorption refrigerating appliances. *Refrigeration business*, 8, 12-17.
5. **Morozyuk, L.I.** (2014) Thermal refrigerating machines—ways of development and improvement. *Refrigeration engineering and technology*, 5, 23-29.
6. **Galimova L.V.** (1997) Absorption chillers and heat pumps. *Astrakhan: Izd-vo ASTU*, 226.
7. **Morozyuk, T.V.** (2006) Theory of refrigerating machines and heat pumps. *Odesa: Studio "Negotsiant"*, 712.
8. **Shargut, Ya., Petela, R.** (1968) Exergy. *M: Energy*, 280.
9. **Zakharov, M.D., Titlov, O.S., Tyukhai, D.S., Botuk Yu.S., Vasyliv, O.B.** (2001) Analysis of the exergetic efficiency of ADHM cycles. *Scientific works of the Odesa State Academy of Food Technologies*, 22, 161-167.
10. **Titlov, O.S., Reva, N.V., Tyukhai, D.S.** (2001) Search and study of promising heat-insulating materials for ADHM generator units. *Refrigeration engineering and technology*, 3 (72), 12-18.
11. **Titlov, O.S., Tyukhai, D.S., Vasyliv, O.B.** (2000) Search for energy-saving modes of operation of ADHM thermosyphons pumping. *Refrigeration engineering and technology*, 67, 12-20.
12. **Titlov, O.S., Kholodkov, A.O.** (2017) Increasing the energy efficiency of household absorption refrigerating appliances. *Refrigeration engineering and technology*, 55 (3), 27-36.
13. **Titlov, O.S., Osadchuk, E.A., Bilenko, N.O.** (2018) The method of determining the thermodynamic efficiency of absorption refrigerating units based on the analysis of exergetic losses in their elements. *Refrigeration engineering and technology*, 54,1, 31-42.
14. **Titlov, O.S., Gratiy, T.I., Bilenko, N.O.** (2018) Increasing the energy efficiency of absorption refrigerating devices. *Refrigeration engineering and technology*, 55, 5-6, 293-303.
15. **Sun, D. W.** (1998) Comparison of the Performances of $\text{NH}_3\text{--H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{--LiNO}_3$ and $\text{NH}_3\text{--NaSCN}$ Absorption Refrigeration Systems. *Energy Conversion Management*, 39, 357-368.
16. **Kuznetsov, Yu., Kosenko, A., Lugovskoy, B. Kazansky, B., Titlow, A.** (2011) Studies on corrosion resistance of coatings formed by plasma electrolytic oxidation on aluminum alloys. The optimization of the composition, structure and properties of metals oxides, composites, nano and amorphous materials. *Proceedings of the 10th Bi-National Israeli – Russian Bi-National Work-shop 2011, Jerusalem, Israel*, 297-303.

Received 28 April 2022

Approved 16 May 2022

Available in Internet 30 June 2022