

УДК 629.5.035.8:531.232

doi: 10.32620/aktt.2019.8.09

Д. В. КОНОВАЛОВ

Херсонська філія Національного університету кораблебудування
імені адмірала Макарова, Україна

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОВИКОРИСТОВУЮЧОЇ ТЕРМОПРЕСОРНО-ЕЖЕКТОРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

Одним із шляхів підвищення енергетичної ефективності ежекторних холодильних машин є використання термопресора, в основі роботи якого лежить використання процесу термогазодинамічної компресії. Цей процес полягає в контактному охолодженні і одночасному підвищенні тиску газу або пари. У дослідженні використана розроблена авторами розрахункова модель застосування термопресора в циклах холодильних машин, яка враховує особливості розрахунків циклів і схем тепловикористовуючих ЕХМ, геометричних показників проточної частини ежектор. Застосування термопресора в циклі ежекторних холодильних машин, встановлених на виході з ежектора, дозволяє за рахунок підвищення тиску при контактному охолодженні до температури насичення збільшити коефіцієнт ежекції U і, відповідно, тепловий коефіцієнт ζ . Для аналізу циклу тепловикористовуючої ежекторно-термопресорної холодильної машини був обраний ряд холодоагентів, серед яких такі, що традиційно використовуються, і ряд інших холодоагентів, які можуть бути використані в ежекторних холодильних машинах, виходячи з можливості використання термопресора. Показано, що підвищити ефективність ежекторних холодильних машин можна за рахунок використання термопресора, забезпечуючи при цьому охолодження на певну різницю температур. Найбільше значення мають наступні холодоагенти: R717, R134a, R227ea, R1234ze(E), R1234yf. Аналіз схеми ежекторних холодильних машин з використанням термопресора показує, що найбільший тепловий коефіцієнт при максимально можливих температурах кипіння в генераторі t_g мають холодоагенти: R142b, R600, R1233zd(E), R245fa. Відносна кількість необхідної для повного випаровування рідини складає в середньому $g_f = 20-90\%$. Більші витрати рідини характерні для більшої різниці температур в термопресорі. Найбільша витрата рідини відповідає холодоагентам R1234yf, R134a, R227ea – $g_f = 80-90\%$.

Ключові слова: ежектор; термопресор; холодоагент; тепловий коефіцієнт.

Вступ

Тепловикористовуючі холодильні машини, на відміну від класичних і найбільш розповсюджених парокompресорних холодильних машин, виробляють холод споживаючи при цьому низькопотенційну теплову енергію.

Останнім часом, одним з перспективних напрямів є використання тепловикористовуючих холодильних машин для систем кондиціонування повітря та рефрижерації у складі установок комбінованого виробництва енергії (когенерації, тригенерації) для суднових та стаціонарних енергетичних установок. Серед тепловикористовуючих холодильних машин застосовують наступні: абсорбційні холодильні машини; турбокомпресорні холодильні машини; ежекторні холодильні машини [1, 2].

Перспективним є застосування ежекторних холодильних машин (ЕХМ), які по енергетичній ефективності хоча і поступаються абсорбційним холодильним машинам [1], але перевершують по масогабаритним показникам. В якості робочого тіла (холодо-

агента) можуть застосовуватися вода або низькокиплячі речовини (хладони). Хладонові ЕХМ вигідно відрізняються відсутністю вакууму, можливістю отримання більш низьких температур ($t_0 = -30 \dots +15$ °C) [1], простотою і компактністю. Однак, їх теплова ефективність недостатньо висока – тепловий коефіцієнт $\zeta = 0,2-0,4$ [1, 2].

Одним з напрямків підвищення енергетичної ефективності ЕХМ є застосування струминних термопресорних технологій [3], в основі яких лежить використання процесу термогазодинамічної компресії, яка полягає в контактному охолодженні і одночасному підвищенні тиску газу або пари.

1. Аналіз проблеми і постановка мети

Систематичні дослідження ЕХМ на низькокиплячих речовинах почали проводитися в 50–60-х роках ХХ сторіччя [2, 4–9]. Підвищення енергетичної ефективності ЕХМ здійснювалося в наступних напрямках:

1) підбору найбільш ефективного робочого тіла;

2) вдосконалення конструкції ежектора, а саме – геометрії проточної частини;

3) розробки схемно-конструктивних рішень ЕХМ;

4) виключення з ЕХМ елементів, які споживають електроенергію (холоднових насосів).

Основним елементом ЕХМ є ежектор. Ежектор – струминний апарат, в якому відбувається змішування та обмін енергією двох потоків різного тиску з утворенням змішаного потоку з проміжним тиском. Спочатку в ежекторі (його робочому соплі) відбувається перетворення потенційної енергії робочої пари високого тиску в кінетичну, потім вирівнювання швидкостей змішуваних потоків зі зворотним перетворенням кінетичної енергії робочої пари в потенційну енергію змішаного потоку [1].

Теоретичне та експериментальне дослідження ЕХМ проводилося з використанням холодоагентів R11, R12, R21, R40, R113, R114, R123, R134a, R141b, R142b, R152a, R290, RC318, R500, R600, R600a, R717, R744 [4–6, 10].

В роботах [1, 11] пропонується для підвищення енергетичної ефективності ЕХМ застосувати регенерацію теплоти. Для збільшення коефіцієнта ежекції U доцільно підвищувати температуру робочої пари t_g . Однак при цьому зростає теплота перегріву пари на виході з ежектора Δh_c і тепловий коефіцієнт ζ може не підвищитися, тому необхідно також прагнути до зменшення Δh_c . Цього можна досягнути введенням у схему ЕХМ пароперегрівача та регенеративного теплообмінника (РТО). У РТО за рахунок теплоти стиснутої в ежекторі пари відбувається підігрів рідкого холодоагенту на вході в генератор пари ЕХМ, що дозволяє скоротити витрату низькопотенційної теплоти на генератор. При застосуванні РТО на холодоагенті R12 досягається підвищення теплового коефіцієнта ЕХМ ζ в середньому на 25 % [1].

Ефективність ЕХМ може бути підвищена за рахунок використання різних холодоагентів у силовому та холодильному контурах [1, 2]. У силовому контурі застосовують холодоагент з високою молекулярною масою і малим питомим навантаженням на генератор q_g , в холодильному контурі – холодоагент з малими та питомою холодопродуктивністю q_0 . В таких біагентних ЕХМ доцільніше застосовувати неазеотропні суміші (силовий контур – RC318, холодильний – R12 або R142b). Термодинамічна ефективність біагентної ЕХМ може бути у два рази вище, ніж ЕХМ традиційної схеми. Однак неідеальне розділення суміші та додаткові витрати на ректифікацію знижують дійсні теплові коефіцієнти ЕХМ ζ .

Також вдосконалення ЕХМ ведеться у напрямку виключення зі схеми відносно складного та доро-

гого хладонового насосу. Так, у схемі ЕХМ [1, 2] підвищення тиску в силовому циклі від P_c до P_g здійснюється шляхом ізохорного підводу теплоти до періодично ізольованого генератора пари. В такій схемі ЕХМ буде працювати практично тільки за рахунок підводу теплоти, і необхідно мати як мінімум два генератора пари та два ежектора. Тепловий коефіцієнт ζ безнасосної ЕХМ може досягати 0,28.

Одним з перспективних напрямків є також застосування ЕХМ у складі когенераційних або тригенераційних установок, де ЕХМ може застосовуватися для систем кондиціювання повітря разом із абсорбційною холодильною машиною (каскадний цикл) або із парокompресорною холодильною машиною [12, 13].

З метою пошуку резервів підвищення ефективності ЕХМ можна звернутися до ефекту термогазодинамічної компресії (термопресії). Ефект термопресії полягає в підвищенні тиску при одночасному зниженні температури в процесі випаровування дрібнодисперсної рідини, яка впорскується в потік пари (газу), що рухається із швидкістю біля звукової [14, 15]. Інтенсивне підведення тепла викликає збільшення аеродинамічного опору, а відведення – його зменшення [14, 16]. При інтенсивному відведенні теплоти і відповідній організації робочого процесу виявляється можливим не тільки значне зменшення опору, але і збільшення повного тиску в потоці газу. В цьому випадку за рахунок переважаючої теплової дії (відведення теплоти) відбувається підтискання газового потоку. Відведення теплоти може здійснюватися шляхом випарного охолодження уприскуваної в газовий потік охолоджуючої рідини.

В термопресорі процес розширення газу відбувається в дозвуковому соплі адіабатно. Рекомендована швидкість газу (пари) складає (0,5–0,9)М. В секцію сопла (конфузора) подається охолоджуюча рідина, що механічно дрібно розпилюється спеціальною форсункою. На ділянці випаровування відбувається взаємодія цих потоків, і, як наслідок, відбувається розгін, дроблення, підігрів і випаровуванні крапель, а також охолодження газу. Утворюється двофазний потік, в якому відбуваються процеси тепло- і масообміну, зміна складу парогазорідинної суміші, а також всіх параметрів газового (парового) потоку. Ці процеси продовжуються в дифузорі, де відбувається загальне уповільнення потоку і збільшення статичного тиску [14, 15, 17].

На сьогоднішній день, накопичено достатньо великий досвід застосування термопресора (аеротермопресора) та технологій на його основі для охолодження відхідних газів теплових двигунів і циклового повітря газотурбінних установок [15, 18], а також проміжного охолодження парів в двоступін-

частих аміачних парокompресорних холодильних машинах [17].

В тепловикористовуючих ЕХМ термопресор доцільно використовувати як засіб підвищення енергетичної ефективності ЕХМ, наприклад, для охолодження пари перед конденсатором – тепловикористовуюча ежекторно-термопресорна холодильна машина (ТЕТХМ). При цьому термопресор буде являти собою багатофункціональний теплообмінний апарат, в якому буде відбуватися охолодження пари холодоагенту та одночасне підвищення тиску. З одного боку, це дозволить збільшити тепловий коефіцієнт ζ ЕХМ за рахунок збільшення коефіцієнта ежекції U при зменшенні степені підвищення тиску в ежекторі ЕХМ. З іншого боку, зменшить теплове навантаження на конденсатор ЕХМ при охолодженні пари холодоагенту до стану насичення.

Треба відзначити, що ефективність застосування термопресії в тепловикористовуючих ЕХМ багато в чому залежить від термодинамічних і теплофізичних властивостей холодоагенту. Тому доцільним є визначення такого холодоагенту, який би забезпечив найбільше підвищення тиску в наслідок термогазодинамічної компресії. Рациональний вибір такого холодоагенту забезпечить максимальне підвищення теплового коефіцієнту ЕХМ ζ , а відтак, більш ефективне використання шкідливої низькопотенційної теплоти енергетичної установки.

Мета дослідження – аналіз ефективності роботи тепловикористовуючої ежекторно-термопресорної холодильної машини.

2. Методологія дослідження

Основою дослідження є розробка схемо-технічного рішення, яке дозволяє підвищити енергетичну ефективність ЕХМ за рахунок застосування термопресора, як засобу реалізації явища термогазодинамічної компресії. При цьому питання підвищення ефективності ЕХМ відбувається в двох напрямках: вибору раціональної схеми із термопресором; вибору найбільш ефективного робочого тіла (холодоагенту).

У дослідженні використана розроблена авторами розрахункова модель застосування термопресора в циклах холодильних машин, яка враховує особливості розрахунків циклів і схем тепловикористовуючих ЕХМ, геометричних показників проточної частини ежектор. На основі розрахункової моделі розроблений програмний комплекс, який дозволяє визначити параметри робочого тіла (газу) в характерних точках циклу, параметри термодинамічної ефективності ТЕТХМ, параметрів і конструктивних характеристик термопресора, а також основних еле-

ментів ТЕТХМ (теплообмінні апарати, ежектор, термопресор).

Розрахунок термогазодинамічної компресії в газах проводився з урахуванням класичних залежностей [14, 15, 17, 18]. Розрахунок циклу, параметрів і характеристик ТЕТХМ і її основних елементів проводився за методиками, що наведені в роботах [1, 17]. Розрахунок напірно-циркуляційних характеристик ежектора зводиться до визначення його досяжного коефіцієнта ежекції U . Найбільш розповсюдженою та загальноприйнятою методикою розрахунку цих характеристик є методика, запропонована [19]. При аналізі схемо-технічного рішення ежекторно-термопресорної холодильної машини розглянута відома класична схема і цикл ЕХМ.

Відносне підвищення тиску в термопресорі можна визначити за на-ступним рівнянням [17]:

$$\frac{P_{c2}}{P_{c1}} = \left(\frac{T_{c2}}{T_{c1}} \right)^{\frac{kM^2}{2} - \sigma} - \frac{\left(\zeta_m + \zeta_{тер} \frac{1}{D} \right) \rho a_{зв}^2 M^2}{2P_{c1}}, \quad (1)$$

де P_{c1} , P_{c2} – повний тиск газового потоку (пари) на вході і виході з термопресора; T_{c2}/T_{c1} – відносна температура; T_{c1} , T_{c2} – температура газового потоку (пари) на вході і виході з термопресора; k – показник адиабати; M – число Маха для швидкості потоку в робочій камері термопресора; σ – критеріальна характеристика термопресора; ζ_m – місцевий коефіцієнт опору, який враховує втрати тиску в конфузори (сопло) та дифузори термопресора; $\zeta_{тер}$ – коефіцієнт опору, який враховує втрати тиску в робочій камері термопресора; l – довжина робочої камери; D – діаметр циліндричної частини робочої камери; ρ – густина газового потоку на вході в термопресор; $a_{зв}$ – швидкість звуку у двофазному середовищі.

Ефективність циклу ТТЕХМ з і без термопресора здійснювалася за коефіцієнтом ежекції U , як основного показника ефективності ежектора, та за тепловим коефіцієнтом ζ .

Рівняння теплового балансу ТТЕХМ по холодоагенту для повітроохолоджувача Q_0 , конденсатора Q_c та генератора Q_g можна представити в наступному вигляді

$$Q_0 = G_0(h_1 - h_6); \quad (2)$$

$$Q_c = G_c(h_4 - h_5); \quad (3)$$

$$Q_g = G_g(h_8 - h_7), \quad (4)$$

де G_0 , G_c , G_g – витрата холодоагенту через випарник, конденсатор і генератор пари.

Ефективність ежектора характеризується коефіцієнтом ежекції:

$$U = \frac{G_0}{G_g}, \quad (5)$$

а всієї ТТЕХМ – тепловим коефіцієнтом ζ :

$$\zeta = \frac{Q_0}{Q_g} = \frac{G_0(h_1 - h_6)}{G_g(h_8 - h_7)} = U \frac{(h_1 - h_6)}{(h_8 - h_7)}. \quad (6)$$

Ентальпія змішаного потоку на виході з ежектора h_c (перед конденсатором) визначається за рівнянням

$$h_c = h_4 = \frac{h_7 + U \cdot h_6}{1 + U}. \quad (7)$$

Аналіз ефективності циклу ТЕТХМ здійснюється за наступних умов: температура конденсації постійна – $t_c = 35$ °С; температура кипіння у випарнику ТЕТХМ (режим кондиціонування повітря) – $t_0 = 5; 10$ °С; температура кипіння в генераторі пари – $t_g = 60-140$ °С (з урахуванням критичної температури і тиску холодоагенту). Також здійснювалося порівняння показників ТЕТХМ при максимально можливій температурі в генераторі пари t_g .

При виборі раціонального робочого тіла (холодоагенту) для ЕХМ враховувалися наступні показники [20]: нормальна температура кипіння t_s ; критична температура t_{cr} та критичний тиск P_{cr} ; токсичність відповідно до стандарту TLV-TWA; Ozon Depletion Potential (ODP); Global Warming Potential (GWP). Було обрано ряд холодоагентів (табл. 1), серед яких як такі, що традиційно застосовуються для ЕХМ [4–9, 17], так і ряд інших холодоагентів, які можливо застосувати в ЕХМ виходячи з можливості використання термопресора в циклі ТЕТХМ.

3. Результати дослідження

Одним з варіантів зниження тиску пари на виході з дифузору ежектора ЕХМ при незмінній тем-

пературі конденсації t_c є застосування термопресора перед конденсатором, тобто застосування ТЕТХМ (рис. 1).

У робочу камеру термопресора впорскується рідина, що відбирається з нагнітання циркуляційного насоса. Загальна холодопродуктивність Q_0 ТЕТХМ не змінюється за рахунок збільшення кількості робочого тіла G_f (холодоагенту), що циркулює в контурі ТЕТХМ. Зниження перегріву пара в термопресорі дозволяє також зменшити теплове навантаження на конденсатор і тим самим скоротити витрату охолоджуючої води (або повітря) на конденсатор.

Збільшення повного тиску перед конденсатором забезпечить зменшення ступені підвищення тиску в ежекторі ТЕТХМ і, як наслідок, збільшення коефіцієнта ежекції U і теплового коефіцієнта ζ (процеси 2–3'–4'–10 на рис. 1, б) або при не змінних ступені підвищення тиску в ежекторі, U і ζ дозволить зменшити температуру кипіння холодоагенту в випарнику t_0 (процеси 2–3'–4'–10 на 6"–1"–2"–3"–4"–10 на рис. 1, б). Подача рідкого холодоагенту здійснюється при відбиранні за циркуляційним насосом. Таке рішення дозволяє забезпечити більш високий тиск на впорскуванні форсунки термопресора, а відтак, зменшити середній діаметр крапель рідини на вході в робочу камеру, що, у свою чергу, збільшить загальний приріст тиску в термопресорі за рахунок зменшення відносної довжини випаровування. Температура крапель, що упорскуються, буде близькою до температури насичення потоку, що також позитивно впливає на зменшення втрат тиску в проточній частині термопресора.

Таблиця 1

Властивості робочих речовин (холодоагентів) для застосування в ТЕТХМ*

Холодоагент	t_s , °С	t_{cr} , °С	P_{cr} , 10 ⁵ Па	Показник адіабати, k	R^* , Дж/(кг·К)	TLV-TWA [%]	ODP	GWP ₁₀₀
R142b	-9,1	137,1	40,6	1,30	110	1000	0,060	2220
R134a	-17,6	119,0	46,4	1,30	108	1000	0	1110
R12	-29,8	112,0	41,4	1,30	137	1000	0,820	10900
R717	-33,3	132,3	113,3	1,30	1029	25	0	<1
R600	-0,5	152,0	38,0	1,11	252	1000	0	20
R600a	-11,7	134,7	36,3	1,11	232	1000	0	20
RC318	-6,0	115,2	27,8	1,30	85	1000	0	10300
R1234ze(E)	-19,0	109,4	36,4	1,20	168	1000	0	6
R1233zd(E)	18,3	166,5	36,2	1,20	99	0,8	0,0005	1
R1234yf	-29,5	94,7	33,8	1,32	227	0,0005	0	4
R227ea	-16,3	101,8	29,3	1,24	130	2,58	0	3350
R236fa	-1,4	124,9	32,0	1,23	122	1000	0	20
R245fa	15,1	154,0	36,5	1,24	122	0,3	0	1030

*) – приведено до температури конденсації $t_c = 35$ °С

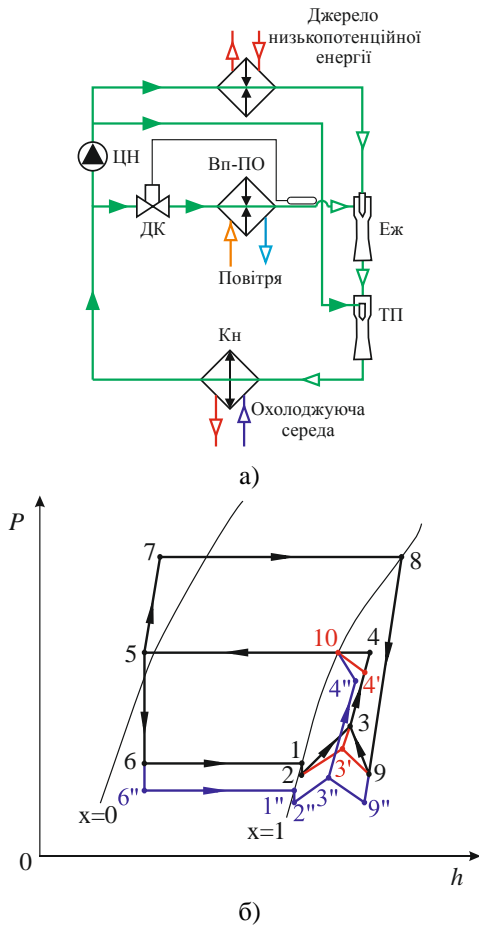


Рис. 1. Схема (а) і цикл (б) ТЕТХМ:
 ТП – термодвигун; Еж – ежектор; Кн – конденсатор;
 Вп-ПО – випарник-повітроохолоджувач;
 ДК – дросельний клапан;
 ЦН – циркуляційний насос

Аналіз ефективності робочого процесу термодвигуна показує, що позитивне збільшення тиску газозового потоку (рис. 2) буде спостерігатися лише для деяких холодоагентів (R142b, R600, R1233zd(E),

R245fa), а для всіх інших холодоагентів характерно зменшення повного тиску в наслідок переважаючого впливу опору при низьких перепадах температур в термодвигуні. Так, для холодоагента R142b підвищення відносного тиску перед конденсатором складає $(P_{c2}/P_{c1}) = (0,006-0,015) \cdot 10^5$ Па, для R600 – $(P_{c2}/P_{c1}) = (0,004-0,009) \cdot 10^5$ Па; R1233zd(E) – $(P_{c2}/P_{c1}) = (0,005-0,008) \cdot 10^5$ Па; R245fa – $(P_{c2}/P_{c1}) = (0,004-0,007) \cdot 10^5$ Па.

Позитивне підвищення тиску спостерігається в діапазоні температур кипіння в генераторі пари ТЕТХМ – $t_g = 90-140$ °С. Причому відносно збільшення тиску при більшій температурі кипіння ($t_0 = 10$ °С) в випарнику ТЕТХМ менше, що пов'язано із меншою відносною температурою (T_{c1}/T_{c2}), тобто меншою ефективністю охолодження пари в термодвигуні ΔT_c (рис. 3). Для холодоагентів R142b, R600, R1233zd(E), R245fa відносна температура в зоні позитивного збільшення тиску складає $(T_{c1}/T_{c2}) = 1,10-1,14$ при абсолютних значення охолодження пари перед конденсатором $\Delta T_c = 30-40$ °С.

Слід відзначити, також і не значну кількість рідини, що необхідно вприскувати для повного випаровування в термодвигуні. Так для холодоагентів R600, R1233zd(E), R245fa – $g_f = 10-16$ %. Для холодоагенту R142b необхідна кількість рідини менша і складає $g_f = 5-10$ %. Більша кількість рідини відповідає більшій різниці температур в термодвигуні. Найбільша витрата рідини характерна для холодоагента RC318 – $g_f = 18-30$ %, однак підвищення тиску при цьому не відбувається.

Збільшення тиску в термодвигуні дозволяє зменшити степінь стиснення в ежекторі ТЕТХМ, а звідси збільшити коефіцієнт ежекції. В табл. 2 наведено порівняння основних параметрів ТЕТХМ с термодвигуном та без нього.

Таблиця 2

Порівняльна таблиця параметрів характерних параметрів роботи ТЕТХМ*

Холодоагент	$t_g, \text{°C}$	$t_{c1}=t_{atp1}, \text{°C}$	T_{c1}/T_{c2}	P_{c2}/P_{c1}	$\Delta P_c, 10^5 \text{ Па}$	g_f	ζ	ζ_{atp}
R142b	130,98	63,74	1,0933	1,0027	0,0124	0,1104	0,2425	0,2443
R134a	89,77	40,76	1,0187	0,9848	-0,1350	0,0382	0,1559	0,1474
R12	97,62	41,53	1,0212	0,9854	-0,1237	0,0342	0,2372	0,2265
R717	80,10	35,00	1,0000	0,9930	-0,1348	0,0569	0,1707	0,1637
R600	139,81	73,48	1,1249	1,0026	0,0086	0,1613	0,2369	0,2390
R600a	121,26	65,16	1,0979	0,9987	-0,0061	0,1413	0,2388	0,2381
RC318	107,09	76,95	1,1361	0,9753	-0,1060	0,3049	0,2085	0,1936
R1234ze(E)	100,35	52,26	1,0560	0,9937	-0,0419	0,0961	0,1157	0,1084
R1233zd(E)	119,82	71,74	1,1192	1,0039	0,0072	0,1356	0,2180	0,2199
R1234yf	80,50	44,08	1,0295	0,9859	-0,1264	0,0682	0,1330	0,1253
R227ea	92,86	54,87	1,0645	0,9935	-0,0397	0,1397	0,1111	0,1083
R236fa	101,47	61,35	1,0855	0,9971	-0,0107	0,1376	0,1421	0,1407
R245fa	141,32	76,53	1,1348	1,0031	0,0065	0,1721	0,1449	0,1461

*) – приведено: температура конденсації $t_c = 35$ °С; температура кипіння у випарнику $t_0 = 5$ °С

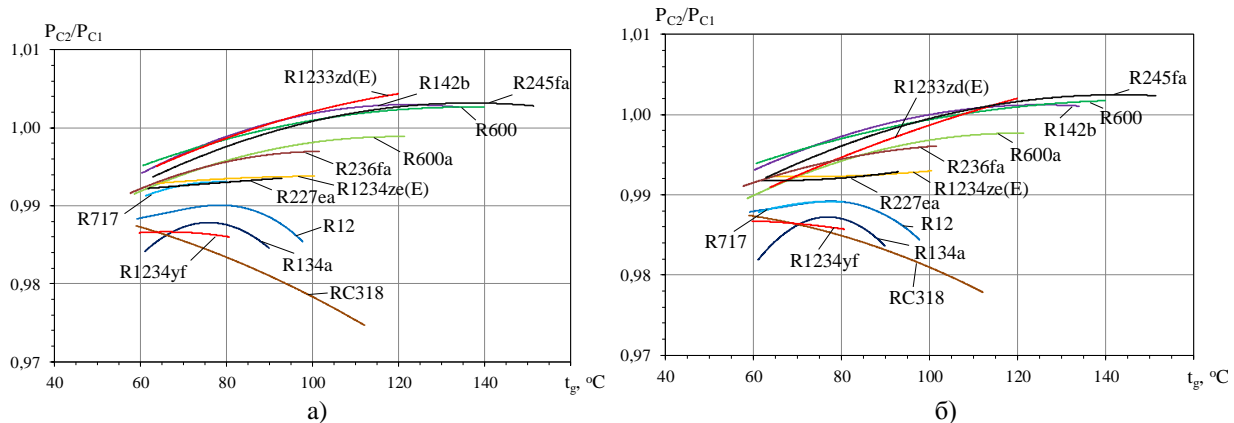


Рис. 2. Залежності зміни відносного підвищення тиску термопресора (P_{c2}/P_{c1}) від температури кипіння в генераторі пари ТЕТХМ t_g для різних холодоагентів при температурі кипіння у випарнику: $t_0 = 5\text{ }^\circ\text{C}$ (а) і $t_0 = 10\text{ }^\circ\text{C}$ (б)

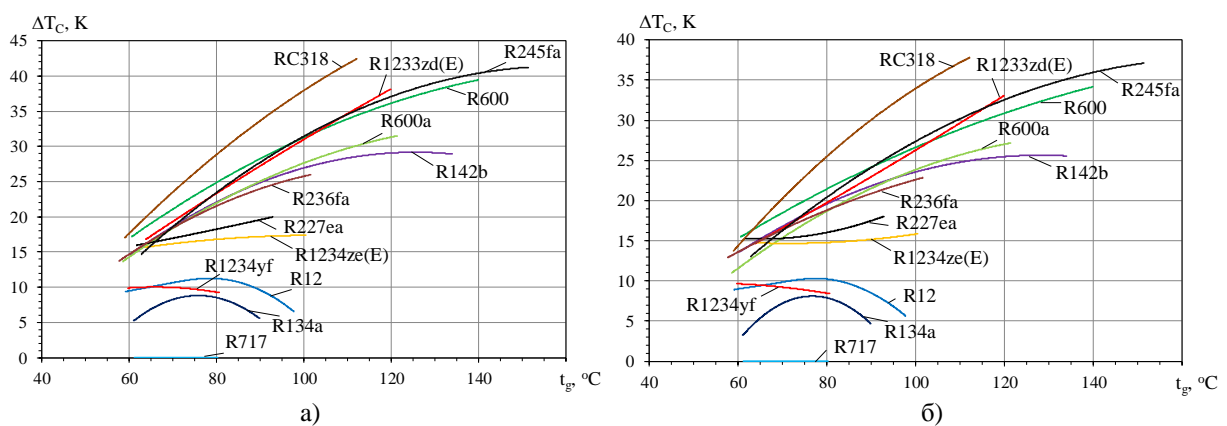


Рис. 3. Залежності зменшення температури в термопресорі ΔT_c від температури кипіння в генераторі пари ЕХМ t_g для різних холодоагентів при температурі кипіння у випарнику: $t_0 = 5\text{ }^\circ\text{C}$ (а) і $t_0 = 10\text{ }^\circ\text{C}$ (б)

Можна побачити, що найбільшою ефективністю при застосуванні термопресора при максимально можливих температурах кипіння в генераторі t_g є холодоагенти: R142b – приріст $\Delta\zeta = 0,74\%$; R600 – $\Delta\zeta = 0,89\%$; R1233zd(E) – $\Delta\zeta = 0,87\%$; R245fa – $\Delta\zeta = 0,83\%$.

Такі незначні показники теплових коефіцієнтів ЕХМ можна пояснити невеликою різницею температури ΔT_c при охолодженні газового (парового) потоку в термопресорі.

З вище наведеного аналізу ефективності ТЕТХМ можна зробити висновок про необхідність застосування термопресора і в інших можливих схемах ЕХМ. В таких схемах охолодження пари холодоагенту повинно бути більшою ніж $\Delta T_c = 30\text{--}40\text{ }^\circ\text{C}$.

Для вибору та визначення можливих схемних рішень при застосуванні термопресора в схемах ЕХМ необхідно оцінити ефективність роботи термопресора при різних холодоагентах і в більшому діапазоні охолодження парового потоку.

Зроблено порівняльний аналіз характерних параметрів ефективності термопресора для ряду холо-

доагентів в діапазоні температур охолодження $\Delta T_{атр} = 20\text{--}100\text{ }^\circ\text{C}$ (відносна температура ($T_{атр1}/T_{атр2} = 1,05\text{--}1,35$)).

Результати аналізу показали, що при різниці температур $\Delta T_{тр} = 60\text{--}100\text{ }^\circ\text{C}$ відносне підвищення тиску для всіх холодоагентів, окрім RC318, позитивне (рис. 4). Найбільше значення мають: R717 (аміак) – ($P_{атр2}/P_{атр1} = 0,5848 \cdot 10^5$ Па; R134a – ($P_{атр2}/P_{атр1} = 0,4331 \cdot 10^5$ Па; R227ea – ($P_{атр2}/P_{атр1} = 0,2831 \cdot 10^5$ Па; R1234ze(E) – ($P_{атр2}/P_{атр1} = 0,271 \cdot 10^5$ Па; R1234yf – ($P_{атр2}/P_{атр1} = 0,25 \cdot 10^5$ Па; для холодоагентів R142b, R245fa, R600 підвищення тиску навіть при більших температурах в генераторі невелике – ($P_{атр2}/P_{атр1} = (0,10\text{--}0,12) \cdot 10^5$ Па.

Відносна кількість необхідної для повного випаровування рідини складає в середньому $g_f = 20\text{--}90\%$. Більші витрати рідини характерні для більшої різниці температур в термопресорі. Найбільша витрата рідини відповідає холодоагентам R1234yf, R134a, R227ea – $g_f = 80\text{--}90\%$.

Для забезпечення більших приростів теплового коефіцієнта ζ необхідна більша різниця температур

в термодвигателі, а відтак, і буде більшим підвищення відносного тиску в термодвигателі ($P_{атр2}/P_{атр1}$).

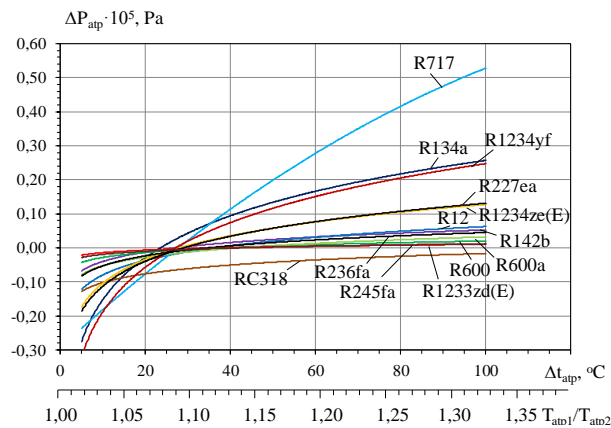


Рис. 4. Залежності зміни повного тиску термодвигателя $\Delta P_{атр}$ від зменшення температури пари $\Delta T_{атр}$ і відносної температури ($T_{атр1}/T_{атр2}$) в термодвигателі для різних холодоагентів

Висновки

1. Застосування термодвигателя в циклі ЕХМ, при встановленні на виході з ежектора, дозволяє за рахунок підвищення тиску при контактному охолодженні пари до температури насичення підвищити коефіцієнт ежекції U і відповідно тепловий коефіцієнт ЕХМ ζ .

2. Аналіз ефективності ТЕТХМ показує, що найбільшою ефективністю при максимально можливих температурах кипіння в генераторі t_g є холодоагенти: R142b – приріст $\Delta\zeta = 0,74\%$; R600 – $\Delta\zeta = 0,89\%$; R1233zd(E) – $\Delta\zeta = 0,87\%$; R245fa – $\Delta\zeta = 0,83\%$.

3. Збільшити ефективність ЕХМ при застосуванні термодвигателя можливо при забезпеченні більшої різниці температур. Так, при різниці температур $\Delta T_{атр} = 60\text{--}100\text{ }^\circ\text{C}$ відносне підвищення тиску в основному позитивне. Найбільше значення мають: R717 (аміак), R134a, R227ea, R1234ze(E), R1234yf – $(P_{атр2}/P_{атр1}) = 0,25\text{--}0,58 \cdot 10^5$ Па.

Література

- Захаров, Ю. В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины [Текст] / Ю. В. Захаров. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
- Elbel, S. Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide airconditioning [Text] / S. Elbel // International Journal of Refrigeration. – 2011. – № 34(7). – P. 1545-1561.

3. Радченко, Н. И. Холодильные теплоиспользующие циклы с применением эффекта тепловой компрессии [Текст] / Н. И. Радченко, Д. В. Коновалов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 8(55). – С. 111-115.

4. Результаты испытаний экспериментальной фреоновой эжекторной холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха [Текст] / Ю. В. Захаров, Л. М. Андреев, А. А. Лехмус, И. А. Рашевский // Холодильная техника. – 1971. – № 3. – С. 16-20.

5. Захаров, Ю. В. К вопросу применения легкокипящих веществ как рабочих тел в судовых утилизационных энергетических установках [Текст] / Ю. В. Захаров, В. П. Шостак, С. А. Гапонов // Труды НКИ. – 1970. – № 33. – С. 76-82.

6. Мартыновский, В. С. Исследование фреоновой эжекторной установки как генератора холода [Текст] / В. С. Мартыновский, С. З. Жадан // Холодильная техника. – 1953. – №4. – С. 55-58.

7. Жадан, С. З. Испытание полупромышленной эжекторной холодильной машины на фреоне 142 в условиях литейного производства [Текст] / С. З. Жадан, В. А. Петренко // Холодильная техника и технология. – 1978. – № 26, С. 72-77.

8. Nehdi, E. Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander [Text] / E. Nehdi, L. L. Kairouani, M. Bouzaina // Int J Energ Res. – 2007. – No. 31. – P. 364-375.

9. Takeuchi, H. World's first high efficiency refrigeration cycle with two-phase ejector [Text] / H. Takeuchi, H. Nishijima, T. Ikemoto // SAE World Congress. – 2004.

10. Elbel, E. Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation [Text] / E. Elbel, P. S. Hrnjak // International Journal of Refrigeration. – 2008. – No. 3. – P. 411-422.

11. Bergander, M. J. New regenerative cycle for vapor compression refrigeration. [Text] / M. J. Bergander // Final Scientific Report. – Madison, CT, USA.

12. Statistical method to define rational heat loads on railway air conditioning system for changeable climatic conditions [Text] / A. Radchenko, M. Radchenko, E. Trushliakov, S. Kantor, V. Tkachenko // The 5th International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018. – 2018. – P. 1308-1312.

13. Statistical approach to improve the efficiency of air conditioning system performance in changeable climatic conditions [Text] / E. Trushliakov, M. Radchenko, A. Radchenko, S. Kantor, Y. Zongming // The 5th "International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018. – 2018. – P. 1303-1307.

14. Вулис, Л. А. Термодинамика газовых потоков [Текст] / Л. А. Вулис. – М., Л.: Гоэнергоиздат, 1950. – 304 с.

15. Степанов, И. Р. Некоторые задачи движения газа и жидкости в каналах и трубопроводах энергоустановок [Текст] / И. Р. Степанов, В. И. Чу-

динов. – Л. : Наука. Ленинградское отд., 1977. – 199 с.

16. Пригожин, И. Современная термодинамика. От тепловых двигателей до диссипативных структур [Текст] / И. Пригожин, Д. Кондепуди. – М. : Мир, 2002. – 461 с.

17. Живица В.И. Промежуточные охладители с термодесорбцией для двух ступенчатых аммиачных холодильных установок [Текст] / В. И. Живица // Холодильная техника. – 2002. – № 5. – С. 18-20.

18. Konovalov, D. Efficiency Analysis of Gas Turbine Plant Cycles with Water Injection by the Aero-thermopressor [Text] / D. Konovalov, H. Kobalava // In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. – Springer, Cham, 2019. – P. 581-591.

19. Соколов, Е. Я. Струйные аппараты [Текст] / Е. Я. Соколов, Н. М. Зингер. – М. : Энергия, 1970. – 288 с.

20. Железный, В. П. Рабочие тела пароконпрессорных холодильных машин: свойства, анализ, применение [Текст] : моногр. / В. П. Железный, Ю. В. Семенюк. – Одесса : Феникс, 2012. – 420 с.

References

1. Zakharov, Yu. V. *Sudovye ustanovki kondicionirovaniya vozduha i holodil'nye mashiny* [Ship installations of air conditioning and refrigerating machines]. SPb, Shipbuilding Publ., 1994. 504 p.

2. Elbel, S. Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide airconditioning. *International Journal of Refrigeration*, 2011, no. 34(7), pp. 1545-1561.

3. Radchenko, N. And., Konovalov, D. V. *Holodil'nye teploispol'zuyushchie cikly s prime-neniem efekta teplovoj kompressii* [Refrigeration wide waste heat recovery cycles with the effect of the heat of compression]. *Aviacijno-kosmichna tehnika i tehnologija - Aerospace technic and technology*, 2008, no. 8(55), pp. 111-115.

4. Zakharov, Y. V., Andreev, L. M., Lohmus, A. A. Rashevsky, I. A. Rezul'taty ispytaniy eksperimental'noj fre-onovoj ezhektornoj holodil'noj mashiny v rezhime kondicionirovaniya vozduha [Results of tests of freon ejector refrigeration machine in air-conditioning]. *Refrigeration*, 1971, no. 3, pp. 16-20.

5. Zakharov, Yu. V., Shostak, V. P., Gaponov, S. A. *K voprosu primeneniya legkokipyashchih veshchestv kak rabochih tel v sudovyh utilizacionnyh energeticheskikh ustanovkah* [To the question of the use of low-boiling substances as working bodies in ship recycling power plants]. *Trudy NKI*, 1970, no. 33, pp. 76-82.

6. Martynovskiy, V. S., Zhadan, S. Z. *Issledovanie freonovoj ezhektornoj ustanovki kak generatora holoda* [Study of freon ejector installation as generator of cold]. *Refrigeration technique*, 1953, no.4, pp. 55-58.

7. Zhadan, S. Z., Petrenko, V. A. *Ispytanie polupromyshlennoj ezhektornoj holodil'noj mashiny na freone 142 v usloviyah litejnogo proizvodstva* [Testing of industrial ejector refrigeration machine on freon 142 in the conditions of foundry production]. *Refrigeration engineering and technology*, 1978, no. 26, pp. 72-77.

8. Nehdi, E., L. Kairouani, L., Bouzaina, M., Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander. *Int J Energ Res.*, 2007, no. 31, pp. 364-375.

9. Takeuchi, H., Nishijima, H., Ikemoto, T., World's first high efficiency refrigeration cycle with two-phase ejector. *SAE World Congress*, 2004.

10. Elbel, E., Hrnjak, P. S. Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. *International Journal of Refrigeration*, 2008, no. 3, pp. 411-422.

11. Bergander, M. J. *New regenerative cycle for vapor compression refrigeration. Final Scientific Report*. Madison, CT, USA.

12. Radchenko, A., Radchenko, M., Trushliakov, E., Kantor, S., Tkachenko, V. Statistical method to define rational heat loads on railway air conditioning system for changeable climatic conditions. *The 5th International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018*, 2018, pp. 1308-1312.

13. Trushliakov, E., Radchenko, M., Radchenko, A., Kantor, S., Zongming, Y. Statistical approach to improve the efficiency of air conditioning system performance in changeable climatic conditions. *The 5th International Conference on Systems and Informatics: ICSAI 2018*, 2018, pp. 1303-1307.

14. Vulis, L. A. *Termodinamika gazovyh potokov* [Thermodynamics of gas flow]. Moscow, Gosenergoizdat Publ., 1950. 304 p.

15. Stepanov, I. R., Chudinov, V. I. *Nekotorye zadachi dvizheniya gaza i zhidkosti v kanalakh i truboprovodakh energoustanovok* [Some problems of the gas and liquid motion in the channels and pipelines of power plants]. Leningrad, The Science Publ., Leningrad department, 1977. 199 p.

16. Prigogine, I., Kondepudi, D. *Sovremennaya termodinamika. Ot teplovyh dvigatelej do dissipativnyh struktur* [Modern thermodynamics. From heat engines to dissipative structures]. Moscow, Mir Publ., 2002. 461 p.

17. Zhivitsa, V. I. *Promezhutochnye ohladiteli s termopressorom dlya dvuh stupenchatykh ammiachnykh holodil'nykh ustanovok* [Intercooler with ammonia refrigeration]. *Refrigeration technique*, 2002, no. 5, pp. 18-20.

18. Konovalov, D., Kobalava, H. Efficiency Analysis of Gas Turbine Plant Cycles with Water Injection by the Aero-thermopressor. In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham, 2019, pp. 581-591.

19. Sokolov, E. Y., Singer, N. M. Strujnye apparaty [Jet apparatuses]. Moscow, Energy Publ., 1970. 288 p.

20. Zhelezny, V. P., Semenyuk, Y. V. *Rabochie tela parokompresornyh holodil'nyh mashin: svoystva,*

analiz, primeneniye [Working bodies of steam-compressor refrigerating machines: properties, analysis, application: monograph]. Odessa, Phoenix Publ., 2012. 420 p.

Надійшла до редакції 18.05.2019, розглянута на редколегії 7.08.2019

ANALYSIS OF EFFICIENCY WASTE HEAT RECOVERY THERMORESSURE-EJECTOR REFRIGERATING MACHINE

Dmytro Konovalov

One of the ways to increase the energy efficiency of ejector refrigerating machines is to use of thermopressor technologies, which are based on to use of the process of thermogasdynamic compression. This process consists in contact cooling and at the same time increasing the gas or steam pressure. The thermopressor application in the ejector refrigerating machines cycle installed at the outlet of the ejector, allows, by increasing the pressure during vapour contact cooling to a saturation temperature, to increase the ejection coefficient U and, accordingly, the thermal coefficient ζ . A number of refrigerants were chosen for analysis of cycle of ejector refrigerating machines, among which those traditionally is used for ejector refrigerating machines, and a number of other refrigerants that can be used in ejector refrigerating machines based on the possibility of using the thermopressor. It is possible to increase the ejector refrigerating machines efficiency by using the thermopressor while ensuring a greater temperature difference. With the temperature difference 60–100 °C, the relative pressure increase is mostly positive. The following refrigerants have the most significance: R717, R134a, R227ea, R1234ze(E), R1234yf. Analysis of the ejector refrigerating machines scheme by using the thermopressor shows that the greatest efficiency at the highest possible boiling points in the generator t_g is the refrigerants: R142b, R600, R1233zd(E), R245fa.

Keywords: ejector; thermopressor; refrigerant; thermal coefficient.

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩЕЙ ТЕРМОПРЕССОРНО-ЭЖЕКТОРНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Д. В. Коновалов

Одним из путей повышения энергетической эффективности эжекторных холодильных машин является использование термопрессора, в основе работы которого лежит использование процесса термогазодинамической компрессии. Этот процесс заключается в контактном охлаждении и одновременном повышении давления газа или пара. В исследовании использована разработанная авторами расчетная модель применения термопрессора в циклах холодильных машин, которая учитывает особенности расчетов циклов и схем теплоиспользующих эжекторных холодильных машин, геометрических показателей проточной части эжектора. Применение термопрессора в цикле эжекторных холодильных машин, установленных на выходе из эжектора, позволяет за счет повышения давления при контактном охлаждении до температуры насыщения увеличить коэффициент эжекции U и, соответственно, тепловой коэффициент ζ . Для анализа цикла теплоиспользующей эжекторно-термопрессорной холодильной машины был выбран ряд хладагентов, среди которых такие, которые традиционно используются, и ряд других хладагентов, которые могут быть использованы в эжекторных холодильных машинах, исходя из возможности использования термопрессора. Показано, что повысить эффективность эжекторных холодильных машин можно за счет использования термопрессора, обеспечивая при этом охлаждение на определенную разницу температур. Наибольшее значение имеют следующие хладагенты: R717, R134a, R227ea, R1234ze(E), R1234yf. Анализ схемы эжекторных холодильных машин с использованием термопрессора показывает, что больший тепловой коэффициент при максимально возможных температурах кипения в генераторе t_g имеют хладагенты: R142b и R600, R1233zd(E), R245fa. Относительное количество необходимой для полного испарения жидкости составляет в среднем $g_f = 20-90\%$. Большие расходы жидкости характерны для большой разницы температур в термопрессоре. Наибольший расход жидкость соответствует хладагентам R1234yf, R134a, R227ea ($g_f = 80-90\%$).

Ключевые слова: эжектор; термопрессор; хладагент; тепловой коэффициент.

Коновалов Дмитро Вікторович – канд. техн. наук, зав. каф. теплотехніки, Херсонська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсон, Україна.

Konovalov Dmytro – Ph.D., Head of the Heat Engineering Department, Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson Branch, Kherson, Ukraine,
e-mail: dimitriyko79@gmail.com, ORCID Author ID: 0000-0001-7127-0487, Scopus Author ID: 57209246625,
<https://scholar.google.ru/citations?user=I5Of7GQAAAAJ&hl=uk>.