

10.31653/smf48.2024.143-158

Шестопалов К. О.

Національний університет “Одеська морська академія”

## **ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕЖЕКТОРА ТА ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ У СКЛАДІ СУДНОВОЇ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ**

### **1 Вступ**

Використання вторинних енергетичних ресурсів у вигляді теплоти стає дедалі більш актуальним у зв'язку з посиленням екологічних вимог та виснаженням корисних копалин. На судах близько 50% теплоти, що отримується в двигуні, втрачається в навколишнє середовище (близько 25% з димовими газами, по 7-9% на нагрівання масла та охолоджувальної води в сорочці двигуна тощо) [1]. З іншого боку на всіх судах є холодильні машини у складі системи кондиціонування повітря, що працюють від електрики, що виробляється на судні за рахунок спалювання палива та, частково, за рахунок рекуперації теплоти димових газів.

Вимоги ІМО до рівня енергоефективності суден доволі жорсткі: судна, що побудовані в період між 2020 і 2024 роками, повинні мати енергоефективність на 20% вище, а ті, що побудовані в 2025 році або пізніше - на 30% вище, ніж судна, що побудовані в 2013 році [2].

На сьогодні основні зусилля спрямовані на зниження викидів парникових газів (ПГ) від експлуатації суднових дизельних двигунів. Крім головного двигуна, велику кількість викидів ПГ забезпечують дизель-генераторі, тому що кількість електроенергії, що споживається на борту, є досить значною, особливо для круїзних суден, рефрижераторних та рибальських суден [3]. Холодильні системи є інтегральною частиною енергетичного комплексу водних засобів транспорту та споживають велику частку виробленої на борту електроенергії. Підвищення їх енергетичної ефективності та зниження впливу на навколишнє середовище є одним з способів підвищення енергетичної ефективності усього суднового енергетичного комплексу [4, 5].

Одним із перспективних шляхів підвищення ефективності парокompресійних суднових холодильних машин є їх поєднання або заміна на холодильні машини, які споживають вторинне тепло. Втрачає теплоту на борту засобів водного транспорту в основному відбувається з вихлопними газами (250...500) °С, при охолодженні стисне-

ного надувного повітря (130...150) °С та з водою з рубашки охолодження двигунів (70...120) °С.

Слід відзначити, що питання утилізації вторинної теплоти для вироблення холоду на судах розглядається давно [6]. Існують роботи, які опубліковані 40...50 років тому, де розглядають перспективи впровадження саме судових ежекторних холодильних машин (ЕХМ) [7]. Але, як відомо, типових рішень судових ЕХМ досі не існує, питання можливостей застосування ЕХМ на борту водних видів транспорту продовжує активно вивчатися й сьогодні [8, 9]. Це пов'язано з наявністю ще невирішених питань оптимальної конструкції та режимів роботи судових ЕХМ, а також з впровадженням нових робочих тіл холодильних машин.

У цій роботі розглянуто можливість використання відкидної теплоти в температурному діапазоні 90...120 °С для тепловикористовуючих судових ЕХМ. Використання відкидної теплоти на судах для виробництва холоду дозволить насамперед знизити споживання палива та, як результат, покращити екологічні показники суден в умовах експлуатації.

## **2 Ежекторні холодильні машини: устрій, термодинамічні основи ефективної роботи**

Основні елементи ЕХМ включають ежектор, генератор, випарник, конденсатор, дросельний вентиль (терморегулювальний вентиль) і живильний насос. На рис. 1 показано розташування цих елементів ЕХМ. Процеси, що реалізуються у ЕХМ безперервної дії характеризуються точками 1–9 на рис. 2, який є термодинамічним холодильним циклом ЕХМ на  $p$ - $h$  діаграмі. Холодоагент нагрівається та випаровується в генераторі за допомогою теплової енергії  $Q_g$  при відносно високому тиску генерації  $p_g$ . Ця пара має назву робочого потоку (первинна), вона з масовою витратою  $\dot{m}_p$  проходить через надзвукове сопло ежектору, втягуючи (підсмоктуючи) в ежектор потік, що ежекується, (вторинну пару) низького тиску з випарника з масовою витратою  $\dot{m}_s$ . Два потоки змішуються в змішувальній камері ежектора і після встановлення певного тиску в дифузори ежектора залишають його. Об'єднаний змішаний потік надходить до конденсатора, де конденсується при проміжному тиску  $p_c$ . Теплота конденсації  $Q_c$  відводиться в навколишнє середовище.

З конденсатора частина рідини повертається в генератор через

живильний насос з електричним приводом, споживаючи механічну роботу, а решта подається у випарник через терморегулювальний (дросельний) вентиль, де рідина випаровується при низькій температурі  $t_e$  і тиску  $p_e$  с отриманням необхідного холодильного ефекту (холодопродуктивності  $Q_e$ ). Пара з випарника всмоктується ежектором та цикл завершується.

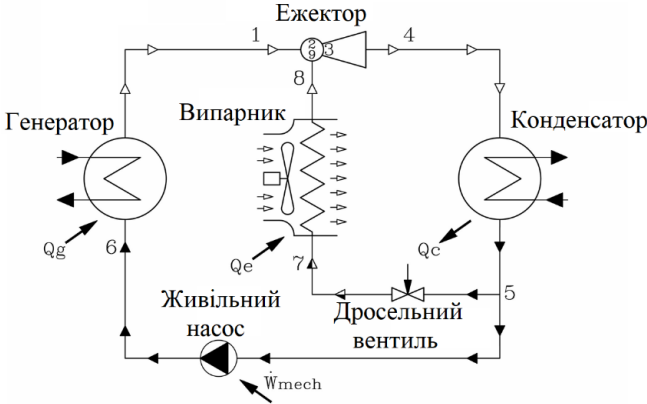


Рис. 1. Схематичне зображення контуру ежекторної холодильної машини, за якою працює судновий кондиціонер повітря

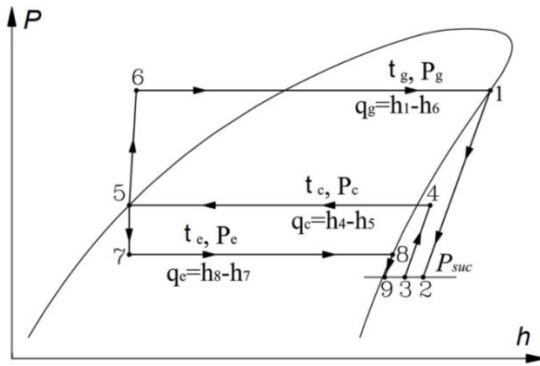


Рис. 2. Схематичне зображення термодинамічного циклу, за яким працює ежекторна холодильна машина в  $p$ - $h$  діаграмі робочого тіла

З вищесказаного випливає, що надзвуковий ежектор є ключовим компонентом у холодильному циклі ЕХМ і забезпечує всмоктування, стиснення та нагнітання вторинної пари (пари з випарника) за допомогою первинної пари (пари високого тиску з генератора).

На рисунку 3 зображена конструкція надзвукового ежектора з конічно-циліндричною камерою змішування. В спрощеному дизайні

ежектора конічна секція камери змішування може бути відсутня, тобто замінена циліндричною камерою.

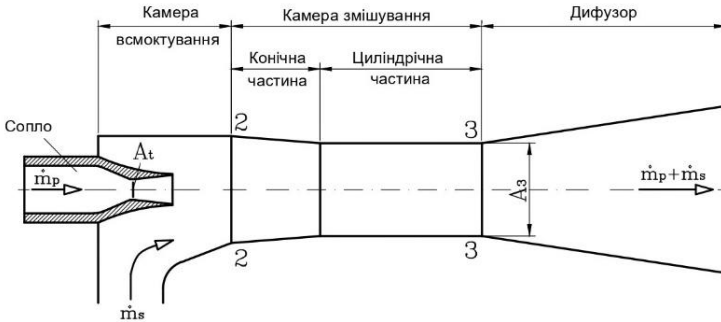


Рис. 3. Конструкція надзвукових ежекторів з конічно-циліндричною камерою змішування:  $A_t$  - площа критичного перерізу сопла,  $A_3$  - площа перерізу циліндричної частини камери змішування,  $A_1$  - площа вихідного перерізу сопла,  $\dot{m}_p$  та  $\dot{m}_s$  - витрата робочого (первинного) та ежектуемого (вторинного) потоків

Основними геометричними параметрами ежектора є розмір критичного перерізу сопла  $A_t$ , а також площини інших поперечних перерізів, де найважливішою є величина  $A_3$  – рис. 3.

Умови роботи ежектора визначаються (рис. 2) робочими тисками кипіння  $p_e$ , конденсації  $p_c$  і генерації  $p_g$ , ступенем зниження тиску  $E = p_g/p_e$  і ступенем підвищення тиску  $C = p_c/p_e$ .

Ефективність ежектора оцінюється його коефіцієнтом ежекції  $\omega$

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p}, \quad (1)$$

Конструкція профілю потоку ежектора визначається відношенням площин  $\alpha$

$$\alpha = \frac{A_3}{A_t}. \quad (2)$$

Найважливішим геометричним параметром ежектора є співвідношення площин  $A_3/A_t$ . Коли значення  $A_3/A_t$  є низьким, ежектор забезпечує високу ступень стиснення  $C$ , але коефіцієнт ежекції  $\omega$  низький. Коли значення  $A_3/A_t$  збільшується, ступень підвищення тиску  $C$  зменшується, але коефіцієнт ежекції  $\omega$  збільшується.

Конструкція, геометричні параметри та стан поверхні елементів надзвукового ежектора повинні сприяти формуванню профілю потоку, що забезпечує найбільш ефективне використання енергії первин-

ного потоку для всмоктування, стиснення та нагнітання потоку пари [10].

Для підтримки оптимальної ефективності роботи ЕХМ у широкому інтервалі робочих параметрів ( $p_e$ ,  $p_c$  і  $p_g$ ), які для суднових холодильних машин можуть змінюватися, необхідно мати можливість змінювати геометрію профілю потоку ежектора. Ця зміна геометричних параметрів має спочатку відбутися в зоні  $A_t$  критичного перерізу сопла та в зоні  $A_3$  змішувальної камери.

Для реалізації холодильного циклу ЕХМ потрібні два види енергії: теплова енергія  $Q_g$ , що надходить до генератора, і механічна (електрична) енергія для живлення живильного насоса  $P_{mech}$ . Оскільки ця енергія одержується з двох різнорідних джерел та має різну питому енергетичну цінність та грошову вартість, ефективність ЕХМ доцільно оцінювати з використанням двох різних  $COP$ , а саме:  $COP_{therm}$  і  $COP_{mech}$  [11]. Значення  $COP_{therm}$  це відношення  $Q_e$  до  $Q_g$ . Величина  $COP_{mech}$  це співвідношення між  $Q_e$  та механічною потужністю живильного насоса  $P_{mech}$ . Вони можуть бути виражені у вигляді рівнянь (3) і (4)

$$COP_{therm} = \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{\dot{m}_s q_e}{\dot{m}_p q_g} = \omega \frac{q_e}{q_g}, \quad (3)$$

$$COP_{mech} = \frac{\dot{Q}_e}{P_{mech}}, \quad (4)$$

Відповідно до рівняння (4), щоб збільшити  $COP_{therm}$ , необхідно підвищити коефіцієнт ежекції  $\omega$  та питому холодопродуктивність  $q_e$ , а також зменшити питому теплоту, що підводиться до генератора  $q_g$ . При заданій температурі кипіння холодоагенту  $t_e$  це вимагає збільшення температури генерації  $t_g$  і зниження температури конденсації  $t_c$ . Для збільшення  $COP_{mech}$  необхідно, перш за все, зменшити різницю тиску на насосі ( $p_g - p_c$ ).

Крім ефективності ежектора (яка характеризується  $\omega$ ) та ефективності ЕХМ, яка характеризується  $COP_{therm}$  та  $COP_{mech}$ , для ежектора спостерігається певний інтервал його роботи по температурі конденсації. Коли розглядається ефективність роботи ежектора, виділяють *критичний* та *докритичний* режими роботи ежектора [9], які наглядно демонструє рис. 4.

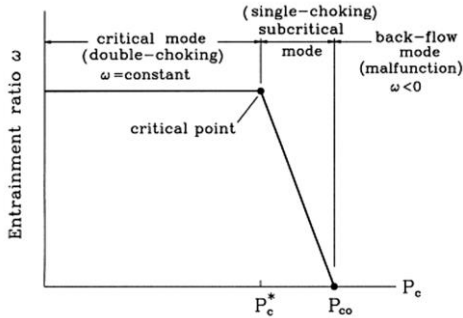


Рис. 4. Залежність коефіцієнту ежекції від протитиску (тиску у конденсаторі ЕХМ)  $p_c$  [12]: entrainment ratio  $\omega$  – коефіцієнт ежекції; critical mode (double-choking) – критичний режим, critical point - критична точка, subcritical (single-choking) – докритичний режим, back-flow mode (malfunction) – режим зворотного потоку (неробочий режим)

Відомо [13], що для заданої температури коефіцієнт ежекції залишається майже постійним зі збільшенням температури конденсації до досягнення певного значення температури конденсації, відомого як «критична температура конденсації». Після досягнення критичної температури коефіцієнт ежекції  $\omega$  швидко падає. Робочі умови, при яких ежектор працює з максимальною ефективністю (максимальним  $\omega$ ), називаються критичними – рис. 4. Для цього режиму при заданих параметрах роботи ЕХМ (температура кипіння та генерації) наявні певні критичні значення температури та тиску конденсації  $t_c^*$  та  $p_c^*$ , які приймаються як розрахункові для даного ежектору. Тобто, для кожного ежектору заданої геометрії існує своя критична температура конденсації, при перевищенні якої ефективність ежектора та ЕХМ різко падає (неробочий режим). Наявність такої  $t_c^*$  обмежує широке використання ЕХМ в режимах експлуатації зі змінною температурою конденсації. Але є технічні можливості вирішення цієї проблеми.

### 3 Конструкція експериментального ежектору

Метою даного дослідження було експериментальний аналіз впливу наступних параметрів геометрії ежектора на параметри його ефективності та параметри ефективності ЕХМ при її роботі у критичному (розрахунковому) режимі:

1. форми змішувальної камери ежектора: циліндрична (ЦКЗ) та конічно-циліндрична (КЦКЗ),

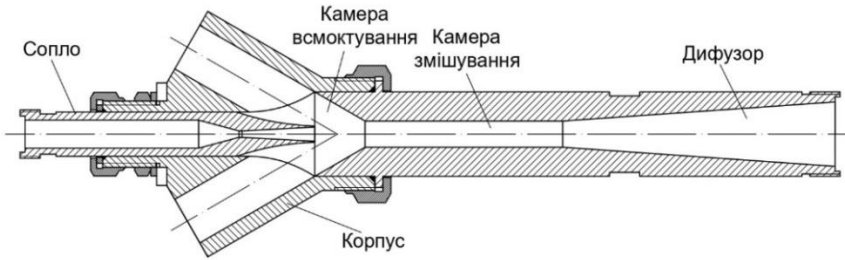
2. співвідношення площин перерізу циліндричної частини камери змішування до критичного перерізу сопла  $A_3/A_1$ .

Було виготовлено та випробувано ежектор зі змінними соплами (три розміри) та камерами змішування (три розміри для ЦКЗ та три розміри для КЦКЗ).

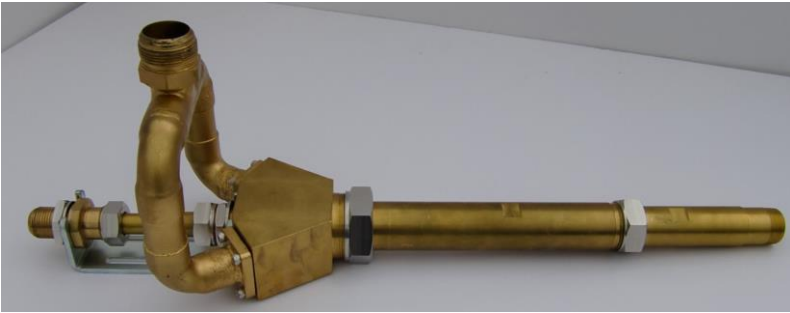
Відомо, що застосування у ежекторі КЦКЗ замість звичайної ЦКЗ дозволяє суттєво, до 20...25% збільшити як коефіцієнт ежекції  $\omega$ , так й  $COP_{therm}$  при однакових режимах роботи ЕХМ [11, 14]. Але ступінь цього впливу вивчений недостатньо та залежить як від температурних режимів експлуатації ежектора, так й від властивостей робочого тіла. Так, у роботі [11] було теоретично показано, що для різних холодоагентів низького тиску це покращення ефективності знаходиться в діапазоні від 0,7% до 23,6%, а для холодоагенту R245fa теоретичне збільшення коефіцієнту ежекції  $\omega$  для ежекторів КЦКЗ становить 19,6% у порівнянні з ежектором з ЦКЗ для розрахункових умов  $t_g = 95\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_c = 32\text{ }^\circ\text{C}$  і  $t_e = 12\text{ }^\circ\text{C}$ .

На рис. 5А схематично показана конструкція вдосконаленого надзвукового ежектора з двома симетричними всмоктуючими приймальними каналами, нахиленими до вісі ежектора під кутом  $30^\circ$ . Таке рішення для підводу робочої пари забезпечує рівномірний розподіл пари, що ежекується, в приймальній камері. Крім того, така конструкція ежектора і такий шлях підведення пари, що ежекується, сприяє зменшенню втрат на удар в ежекторі, скорочує довжину кільцевої приймальної камери, а також поверхню сопла, що омивається холодною парою. Для додаткового зменшення втрат при взаємодії активного та пасивного потоків, сопло із зовнішнього боку було виконано обтічної форми з гострою кромкою у вихідного перерізу. Місце розташування сопла було відрегульовано у рамках проведення попередніх експериментів.

Фотографія експериментального ежектора з двома симетричними всмоктувальними каналами, розташованими під кутом до вісі ежектора, та всмоктувальним колектором наведена на рис. 5Б. Вузол ежектора складається з наступних основних компонентів: корпусу, надзвукового сопла, яке має можливість переміщуватися вздовж вісі, камери змішування, виготовленій спільно з дифузором, рами, і механізму переміщення сопла в оптимальне положення щодо входу в камеру змішування. Ежектор має довжину 510 мм, висоту 60 мм і ширину 130 мм.



а



б

Рис. 5. Складальне креслення вдосконаленого надзвукового експериментального ежектора (А) та його фотографія (Б)

Для проведення експериментальних досліджень у широкому діапазоні робочих режимів  $t_g = 80 \dots 105 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_c = 24 \dots 42 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_e = 4 \dots 20 \text{ }^\circ\text{C}$  було сконструйовано та виготовлено три надзвукові сопла, які пронумеровано для позначення у представленні результатів як 1, 2 й 3, три ЦКЗ, які позначені як А, В, С та три КЦКЗ, які позначені як 1, 3, 4. Усі камери змішування виготовлені спільно з дифузорами. КЦКЗ були виготовлені з циліндричних змішувальних камер шляхом розточування передньої частини секції постійної площі перерізу. Всі розміри нових КЦКЗ 1, 2 і 3 були такими ж, як і у ЦКЗ. Основні розміри ежекторів були розраховані за допомогою 1-D моделі [13] для роботи у складі ЕХМ (холодопродуктивністю 11,4 кВт,  $t_g = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_c = 30,8 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_e = 16 \text{ }^\circ\text{C}$ ) на холодоагенті R245fa.

Фотографії одної з комбінацій сопло-камера змішування наведено на рис. 6. Технічні характеристики досліджуваних надзвукових сопел та ЦКЗ і КЦКЗ наведені в таблицях 1 і 2, відповідно.





Рис. 6. Фотографія експериментального сопла і камери змішування

Таким чином, за рахунок комбінації 3 сопел та трьох ЦКЗ або трьох КЦКЗ було отримано 18 типорозмірів ежекторі, які й використовувалися для подальшого експериментального дослідження параметрів ефективності як ежектора, так й ЕХМ.

#### 4 Порівняльний експериментальний аналіз ежекторів з ЦКЗ та КЦКЗ

Схема експериментальної установки та її детальний опис наведено у [15]. Експериментальна установка представляла собою ЕХМ, в який навантаження на генератор та випарник створювалися електронагрівачами, а конденсатор охолоджувався водою. Установка передбачала автоматичне вимірювання наступних параметрів: температури, тиски, витрати холодоагенту, потужності електронагрівачів, потужності електромотору живильного насосу, рівня холодоагенту у ресивері. Вона була створена у рамках проекту «Solar Building Technologies», No.KUK-C1-014-12, де автор цієї роботи був основним виконавцем підплану А-1 «Ejector cooling technologies».

На кожному режимі для встановленого ежектору ( $t_e$  та  $t_g$  відповідно наведених у табл. 1) експериментальне дослідження параметрів ефективності проводилося при змінній температурі конденсації. Таким чином були визначені критичні температура конденсації  $t_c^*$ , коефіцієнт ежекції  $\omega^*$ , тепловий коефіцієнт (аналог холодильного коефіцієнту)  $COP^*_{therm}$  та холодопродуктивність  $Q_e^*$ . Ці визначені параметри вважаються оптимальними для досліджуваного ежектору при заданих  $t_e$  та  $t_g$ .

Таблиця 1. Геометричні характеристика досліджуваних сопел

Номер сопла	1	2	3
Робочі режими	$t_e = 8 \text{ }^\circ\text{C}$ , $t_g = 90 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_e = 12 \text{ }^\circ\text{C}$ , $t_g = 95 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_e = 16 \text{ }^\circ\text{C}$ , $t_g = 100 \text{ }^\circ\text{C}$
Діаметр критичного перерізу сопла $d_t$ , мм	4,515	4,212	3,902
Діаметр вихідного перерізу сопла $d_1$ , мм	7,8	7,11	6,412
Відношення площин $A_1/A_t$	2,985	2,85	2,70
Кут розходження сопла $\psi_1$ , °	6,0		
Кут сходження виходу з сопла $\psi_2$ , °	30		
Довжина конічної частини сопла, що розходитьс $\dot{y}$ $l_{div}$ , мм	31,48	28,33	24,71

Таблиця 2. Геометричні характеристика досліджуваних циліндричних та конично-циліндричних камер змішування

Номер циліндричної камери змішування	A	B	C
Діаметр перерізу циліндричної секції $d_3$ , мм	12,155	13,020	14,010
Довжина циліндричної секції $d_{mch}$ , мм	90,62	98,64	106,65
Довжина дифузора $d_d$ , мм	142,9	135,75	128,65
Кут розходження дифузора, °	8,0		
Діаметр вихідного перерізу дифузора $d_4$ , мм	32,0		
Додаткові геометричні характеристика для ежектора з КЦКЗ			
Номер конічно-циліндричної камери змішування	1	2	3
Вхідний діаметр конічної секції $d_2$ , мм	13,848	14,835	15,954
Співвідношення площин $A_2/A_3$	1,3		
Кут сходження конічної секції $\psi_3$ , °	2		
Довжина конічної секції $l_{cs}$ , мм	48,85	52,14	55,86

Отримані для кожного ежектора з ЦКЗ та КЦКЗ критичні температури конденсації  $t_c^*$  при відповідних значеннях  $A_2/A_t$  та наведено на рис. 7.

Загальний висновок, який можна отримати з рис. 7 – один й той самий ежектор з більш простою у виготовленні циліндричною камерою змішування забезпечує більше значення  $t_c^*$ , ніж ежектор з КЦКЗ, що є його перевагою, особливо при роботі у складі суднових ЕХМ. Хоча ця різниця  $t_c^*$  не велика, порядку  $1 \text{ }^\circ\text{C}$ .

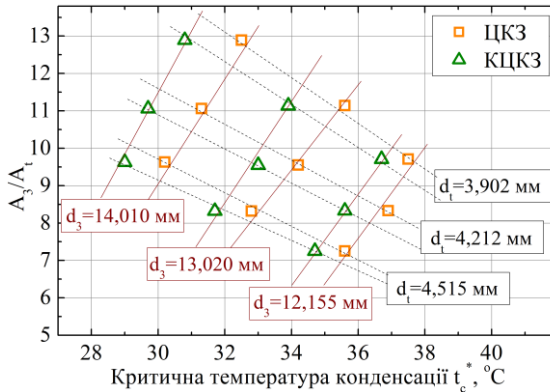


Рис. 7. Залежність  $A_3/A_1$  від критичної температури конденсації  $t_c^*$  для дев'яти пар ежекторів з ЦКЗ та КЦКЗ

Аналогічно проведено порівняння ефективності ежекторів з ЦКЗ та КЦКЗ та параметрів ефективності ЕХМ з цими ежекторами. Результати цього порівняння показані на рис. 8.

Порівняння експериментальних показників ефективності  $\omega^*$ ,  $COP_{therm}^*$  і  $Q_e^*$  для дев'яти пар ежекторів, які характеризуються різною величиною  $A_3/A_1$ , та мають ЦКЗ або КЦКЗ, при проектних режимах роботи для кожного з ежекторів (рис. 8) показує, що застосування КЦКЗ у всьому розглянутому діапазоні критичних температур конденсації  $t_c^* = 29,0 \dots 37,5$  °C дозволяє підвищити параметри ефективності як ежектора, так й ЕХМ на величину від 17 до 32 %. Однак, критична температура конденсації  $t_c^*$  для ежекторів з КЦКЗ менше ніж для ежекторів з ЦКЗ при однакових  $A_3/A_1$  на  $0,8 \dots 1,7$  °C.

Ежектори з КЦКЗ характеризуються вищим коефіцієнтом ежекції  $\omega$  у порівнянні з ежекторами з ЦКЗ: на 32,1 % для ежектора 1-1 проти 1-А ( $A_3/A_1=7,25$ ) та на 16,6 % для ежектора 3-3 проти 3-С ( $A_3/A_1=12,89$ ). Аналогічно збільшується  $COP_{therm}^*$  ЕХМ з ежекторами з КЦКЗ у порівнянні з ежекторами з ЦКЗ: на 31,1 % для ежектора 1-1 проти 1-А ( $A_3/A_1=7,25$ ) та на 17,2 % для ежектора 3-3 проти 3-С ( $A_3/A_1=12,89$ ). Але недоліком ежекторів з КЦКЗ є те, що критична температура конденсації  $t_c^*$  знижується, оскільки для порівнювальних ежекторів основна геометрична характеристика  $A_3/A_1$  однакова при збільшенні ефективності ежектору з КЦКЗ проти ежектору з ЦКЗ. Однак, при приблизно однакових коефіцієнтах ежекції  $\omega$ , також як й  $COP_{therm}^*$  і  $Q_e^*$ , критична температура конденсації для ежекторів з КЦКЗ більше, ніж для ежекторів з ЦКЗ – рис. 8. Таким чином, за-

стосування КЦКЗ є більш доцільним при високих температурах конденсації холодоагенту у ЕХМ та сприяє підвищенню ефективності ЕХМ.

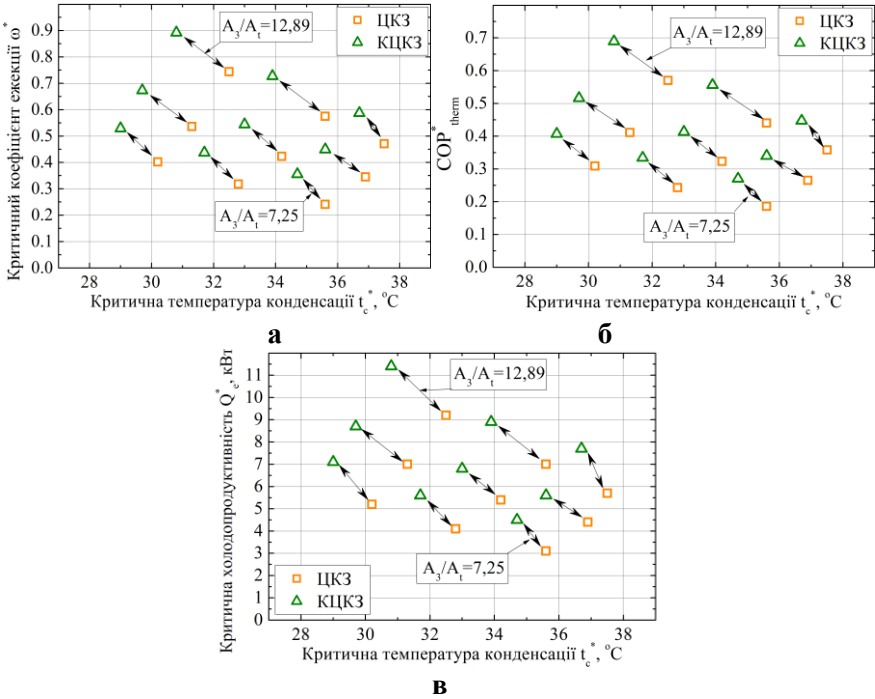


Рис. 8. Порівняння критичних показників ефективності  $\omega^*$  (а),  $COP^*_{therm}$  (б) і  $Q_e^*$  (в) при роботі ЕХМ в проектному режимі при відповідних  $t_c^*$  ежекторів з ЦКЗ та КЦКЗ (стрілками поєднані показники для ежекторів з однаковим  $A_3/A_1$  та різними камерами змішування)

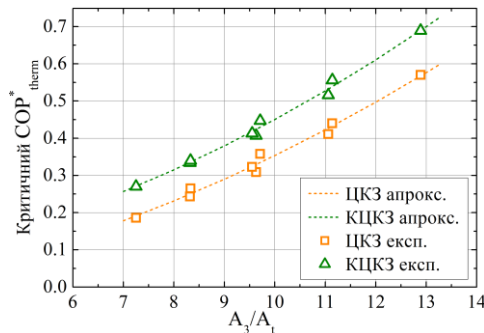


Рис. 9. Залежність критичного значення  $COP^*_{therm}$  від  $A_3/A_1$  для ежекторів з ЦКЗ та КЦКЗ при роботі ЕХМ в проектному робочому режимі

Пояснити кращі результати з ефективності ежектора з КЦКЗ у порівнянні з ежектором з ЦКЗ при рівних  $A_3/A_t$  можна наступним. Ежектор з КЦКЗ має на вході конічну частину камери змішування. Наявність конічної частини сприяє збільшенню площі поперечного перерізу потоку парів холодоагенту, що ежектується (тобто, збільшенню коефіцієнта ежекції). Але діаметр циліндричної частини змішувальної камери був однаковим для порівнювальних ежекторів з КЦКЗ та ЦКЗ при рівних  $A_3/A_t$ . Таким чином, енергії первинного робочого потоку пари у ежекторі з КЦКЗ не вистачало для стиснення більшої кількості вторинної пари (порівняно з кількістю вторинної пари у ежекторі з ЦКЗ) до тиску, що відповідає критичному тиску конденсації, отриманому в ежекторі з ЦКЗ. Тому критична температура конденсації для ежекторів з КЦКЗ була нижчою. Для отримання більш високої  $t_c^*$  для ежекторів з КЦКЗ необхідно зробити меншим діаметр циліндричної частини змішувальної камери. Але це не було задачею представленого дослідження, хоча вплив на  $t_c^*$  зміни  $A_3/A_t$  (де  $A_3$  - площа поперечного перерізу циліндричної частини камери змішування) можна оцінити з рис. 8, де видно, що зменшення діаметра циліндричної частини камери змішування  $d_3$  тягне за собою підвищення  $t_c^*$  при інших рівних геометричних параметрах ( $A_3/A_t$ ) та формі камери змішування.

На основі виконаних експериментальних досліджень зроблено загальний висновок, що при виборі ежектора для ЕХМ завжди потрібно шукати компроміс між збільшенням енергоефективності ЕХМ та зниженням можливості її роботи при високих температурах навколишнього середовища (критичних температурах конденсації), але з точки зору підвищення параметрів ефективності ЕХМ доцільно застосовувати ежектори з КЦКЗ замість ежекторів з ЦКЗ, спроектованих під певний режим роботи ЕХМ.

### Висновки

1. Експериментальні результати роботи ЕХМ з 18 ежекторами різної геометрії (9 ежекторів з ЦКЗ та 9 ежекторів з КЦКЗ зі змінним  $A_3/A_t$  від 7,25 до 12,89) при  $t_g = 80 \dots 105$  °С,  $t_c = 24 \dots 42$  °С,  $t_e = 4 \dots 20$  °С демонструють, що вторинна низькопотенційна теплота судових енергетичних установок з температурою 85...120 °С може використовуватися для ефективної та стабільної роботи ЕХМ на озонобезпечному та негорючому холодоагенті R245fa для кондиціонування повітря та отримання холоду при  $t > 8$  °С.

2. За результатами експериментального вимірювання параметрів

ефективності ЕХМ з ежекторами з ЦКЗ та КЦКЗ з  $A_3/A_1=7,25\dots 12,89$  на холодоагенті R245fa показано, що  $t_c^*$  суттєво збільшується при збільшенні як  $t_g$ , так й  $t_e$ . Тобто при фіксованій  $t_e$  можливості роботи ЕХМ при високих температурах навколишнього середовища (високі  $t_c^*$ ) розширюються з ростом температури джерела теплоти (збільшення  $t_g$ ). Але при цьому енергоефективність, а саме коефіцієнт ежекції  $\omega$  та  $COP_{therm}$  знижуються зі збільшенням  $t_g$ . Так, при  $t_e=12\text{ }^\circ\text{C}$  підвищення  $t_g$  з 110 до 120  $^\circ\text{C}$  призвело до підвищення  $t_c^*$  більш ніж на 5 $^\circ\text{C}$  і до зниження  $\omega$  та  $COP_{therm}$  на 25 та 18%, відповідно, для ЕХМ з ежектором з ЦКЗ. Збільшення  $t_e$  від 4 до 18 $^\circ\text{C}$  при  $t_g=95\text{ }^\circ\text{C}$  призвело до зростання  $\omega$  від 0,23 до 0,53,  $COP_{therm}$  від 0,17 до 0,42,  $Q_e$  від 2,9 до 6,8 кВт і  $t_c^*$  від 32,3 до 37,7  $^\circ\text{C}$ , але  $t_e$  зазвичай є фіксованим параметром роботи суднового холодильного обладнання. Тобто при фіксованій  $t_e$  потрібно шукати компроміс між можливістю роботи ЕХМ при певних параметрах навколишнього середовища ( $t_c^*$ ) та енергоефективністю ЕХМ ( $COP_{therm}$ ), а також її масогабаритними параметрами, що важливо саме для суднового холодильного обладнання.

3. Порівняння експериментально визначених оптимальних (критичних) показників ефективності  $\omega^*$ ,  $COP_{therm}^*$  і  $Q_e^*$  для ЕХМ з 18 ежекторами (9 ежекторів з ЦКЗ та 9 ежекторів з КЦКЗ зі змінним  $A_3/A_1$  від 7,25 до 12,89), при проектних режимах роботи ( $t_e$ ,  $t_g$ ) показує, що застосування КЦКЗ у всьому визначеному діапазоні  $t_c^*=29,0\dots 37,5\text{ }^\circ\text{C}$  дозволяє підвищити  $\omega^*$ ,  $COP_{therm}^*$  і  $Q_e^*$  на величину від 17 до 32 % порівняно з застосуванням ЦКЗ. Але при цьому  $t_c^*$  для ежекторів з КЦКЗ на 0,8...1,7  $^\circ\text{C}$  менше ніж для ежекторів з ЦКЗ при однакових  $A_3/A_1$ . Однак,  $t_c^*$  для ежекторів з КЦКЗ більше ніж для ежекторів з ЦКЗ, при однакових  $\omega^*$ ,  $COP_{therm}^*$  і  $Q_e^*$ . Таким чином, експериментально доказано, що застосування КЦКЗ є більш доцільним при високих температурах конденсації.

### Перелік використаних джерел

1. Singh D.V., Pedersen E. A review of waste heat recovery technologies for maritime applications. *Energy Convers. Manage.* 2016. Vol. 111. P.315-328.
2. Improving the energy efficiency of ships. *International Maritime Organization*. URL: <https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Improving%20the%20energy%20efficiency%20of%20ships.aspx> (дата звернення: 10.02.2024 р.)

3. Fourth IMO GHG Study 2020. *International Maritime Organization*. 2020.

4. Огурцов Д.В., Козьмініх М.А., Хлієва О.Я. Аналіз ефективності застосування регенеративного теплообмінника у судновій холодильній машині провізійних камер при її переведенні з холодоагенту R404A на R407F *Судові енергетичні установки*. Вип. 47. 2023. С. 206-216.

5. Korniiyevych S., Borisov V., Shestopalov K., Khliyeva O., Zhelezny V. Eco-energy analysis of the expediency of nanoadditive C60 fullerene to the compressor oils for small refrigerating appliance *Ship power plants (Судові енергетичні установки)*. Vol. 45. 2022. P. 70-81.

6. Селиверстов В.М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках. Л.: Судостроение. 1973. 256 с.

7. Захаров Ю.В., Андреев Л.М., Лехмус А.А., Рашевский И.А. Результаты испытаний экспериментальной фреоновой эжекторной холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха. *Холодильная техника*. 1971. №3.

8. Yang Z., Radchenko R., Radchenko M., Radchenko A., Kornienko V., Cooling potential of ship engine intake air cooling and its realization on the route line. *Sustainability*. 2022. Vol. 14(22). 15058.

9. Шестопалов К. О., Хлієв Н. О., Хлієва О. Я. Аналіз доцільності застосування компресорно-ежекторної холодильної машини у судновій системі кондиціонування повітря. *Судові енергетичні установки*. №. 44. 2022. С. 157-165.

10. Eames I.W., Ablwaifa A.E., Petrenko V.O. Results of an experimental study of an advanced jet-pump refrigerator operating with R245fa. *Appl. Therm. Eng.* 2007. Vol. 27. P. 2833-2840.

11. Shestopalov K.O., Huang B.J., Petrenko V.O., Volovyk O.S. Investigation of an experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-design working conditions. Part 1. Theoretical analysis. *Int. J. Refrig.* 2015. Vol. 55. P. 201-211.

12. Huang B.J., Jiang C.B., Hu F.L. Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system. *J. Eng. Gas Turb. Power*. 1985. Vol. 107. P. 792-802.

13. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты. М.: Энергоатомиздат, 1989. 352 с.

14. Ge J., Chen H., Li J., Jin Y. Experimental comparison of critical performance for variable geometry ejectors with different mixer structures. *Chem. Eng. J.* 2023. Vol. 478. 147487.

15. Shestopalov K.O., Huang B.J., Petrenko V.O., Volovyk O.S. Investigation of an experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-design working conditions. Part 2. Theoretical and experimental results. *Int. J. Refrig.* 2015. Vol. 55. P. 212-223.