

DOI: 10.20535/kpissn.2021.4.252054

УДК 621.574.9

Я.Є. Трокоз*, П.О. Барабаш, О.Б. Голубев, П.П. Куделя

*corresponding author: yar_t@ukr.net

РОЗРОБЛЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛУ З БІАГЕНТНИМ СТРУМИННИМ КОМПРЕСОРОМ

Проблематика. Нині в пароежекторних холодильних машинах (ПЕХМ) використовують моноагентні струминні компресори, робочим тілом яких є переважно вода. Попри низьку ефективність, ПЕХМ мають низьку перевагу порівнянні з холодильними машинами, що використовують механічні компресори: невелику собівартість, простоту виготовлення та надійність роботи. Недоліком ПЕХМ є неможливість досягнення цими установками температур, нижчих за 0 °С. Це обмеження можна подолати, якщо використати біагентний (вода-фреон) струминний компресор (БАСК) і реалізувати новий парокompresійний холодильний цикл.

Мета дослідження. Експериментально підтвердити працездатність холодильної машини, що працює за парокompresійним циклом з використанням біагентного (вода-фреон) струминного компресора. Визначити ефективність роботи експериментальної холодильної машини і знайти оптимальні геометричні характеристики БАСК.

Методика реалізації. Було створено експериментальний стенд для дослідження холодильної установки з використанням БАСК. За розробленою методикою визначався холодильний коефіцієнт ефективності установки ϵ .

Результати дослідження. Отримано експериментальні значення холодильного коефіцієнта машини ϵ залежно від зміни коефіцієнта ежекції q БАСК. Максимальні значення холодильного коефіцієнта установки $\epsilon_{\max} = 1,3 \div 1,4$ відповідають значенням коефіцієнта ежекції $q_{\text{opt}} \approx 0,25$, за яких також досягається максимальний коефіцієнт корисної дії БАСК $\eta_{\max} = 0,35 \div 0,4$

Висновки. Експериментально підтверджено працездатність холодильної машини, що працює за парокompresійним циклом із використанням біагентного (вода-фреон) струминного компресора. Задля розширення температурного діапазону циклу в бік пониження температур кипіння у випарнику ($t_{\text{кип}} \leq -20$ °С), заплановано модернізувати лабораторний стенд застосуванням водних розчинів солей як холодоносія.

Ключові слова: холодильна машина; робоче тіло; біагентний струминний компресор; ежектор; холодильний коефіцієнт; об'ємний коефіцієнт ежекції.

Вступ

Холодильна машина – це пристрій, що працює за зворотним (холодильним) термодинамічним циклом і слугує для охолодження об'єктів до температури, нижчої за температуру довкілля. Охолодження відбувається завдяки тому, що енергія у формі теплоти переноситься робочим тілом (фреони, вода, повітря, гази, водні розчини солей, тверді матеріали тощо) від менш до більш нагрітих об'єктів. Холодильний цикл реалізується за витрати зовнішньої енергії.

Нині найпоширенішими є такі типи холодильних машин: компресійні, паро-ежекторні, абсорбційні і термоелектричні (залежно від застосованого робочого тіла і холодильного циклу) [1].

Установка з БАСК за принципом дії схожа на наявні установки струминного типу – ПЕХМ. У ПЕХМ рідка фаза робочої речовини (якою найчастіше є вода) перетворюється на пару у випарнику, поглинаючи відведену від охолоджуваного об'єкта теплоту. Далі ця пара (пасивний потік) відсмоктується та стискається струминним паровим компресором (ежектором), ак-

Рекомендуємо цитувати цю статтю так: Я.Є. Трокоз, П.О. Барабаш, О.Б. Голубев, П.П. Куделя, “Розроблення та дослідження холодильного циклу з біагентним струминним компресором”, *Наукові вісті КНУ*, № 4, с. 77–82, 2021. doi: 10.20535/kpissn.2021.4.252054.

Please cite this article as: Ya.Ye. Trokoz, P.O. Barabash, O.B. Golubev and P.P. Kudelya, “Refrigeration cycle development and research with biagent jet compressor”, *KPI Science News*, no. 4, pp. 77–82, 2021. doi: 10.20535/kpissn.2021.4.252054.

тивним потоком якого є пара, що генерується в парогенераторі завдяки підводу теплоти від зовнішнього джерела. Парова суміш з ежектора надходить у конденсатор, де охолоджується і конденсується. Конденсат частково повертається у випарник, частково у парогенератор.

Перевагами ПЕХМ є простота конструкції та надійність роботи струминного компресора, а також низька його ціна в порівнянні, наприклад, із механічними компресорами (енергія підводиться у формі роботи) пароконпресорних холодильних установок. Ще однією перевагою є використання як робочого тіла води, що широко розповсюджена та має низьку ціну в порівнянні з фреонами.

Недоліком установок цього типу є велика витрата води, яку використовують для охолодження пари, оскільки необхідно охолоджувати не тільки холодоагент, а й робочу пару, яку підводять до струминного компресора. До того ж застосування води як холодоагента для досягнення температур, близьких до 0 °С, необхідно підтримувати надзвичайно низький тиск у випарнику (близько 600 Па), а здійснити охолодження до температур, нижчих за 0 °С, неможливо.

Щоби подолати ці недоліки, у НТУУ “КПІ” було розроблено пароконпресійний холодильний цикл, де застосовано біагентний (вода–фреон) струминний компресор [2]. Використання цього циклу дає можливість отримати низьку перевагу у порівнянні з відомими ПЕХМ, а саме:

- отримання у випарнику температури, нижчої за 0 °С;
- необов’язковість парогенератора високих параметрів для роботи струминного компресора та, відповідно, додаткового конденсатора робочої пари, що значно знижує вартість отримання холоду;
- непотрібність надзвичайно низького тиску у випарнику, що суттєво знижує його масогабаритні показники.

Постановка задачі

Експериментально підтвердити працездатність холодильної машини, що працює за пароконпресійним циклом із використанням біагентного (вода–фреон) струминного компресора. Визначити ефективність роботи експериментальної холодильної машини та знайти оптимальні геометричні характеристики струминного компресора.

Опис біагентного струминного компресора

Головною ідеєю винаходу [2] є заміна робочого тіла (води) в пароежекторному циклі на низькокиплячі органічні робочі тіла (фреони), а також використання води як активного потоку в струминному компресорі для забезпечення роботи циклу. Як холодильний агент вибрано фреон R-141b, що практично не розчиняється у воді, а за температури 20 ÷ 30 °С має близький до атмосферного тиск насичення та, відповідно, є безпечним для зберігання; за впливом на озоновий шар належить до холодоагентів групи В (спричиняє слабке виснаження озонового шару), а за дією на організм людини є шкідливою речовиною 4-го класу (малонебезпечною речовиною).

Основним елементом запропонованого холодильного циклу є біагентний (вода–фреон) струминний компресор. З урахуванням можливостей лабораторної бази для розрахунку прийнято такі вихідні умови:

- тиск води на вході в струминний компресор – $p_1 = 220$ кПа;
- тиск на виході зі струминного компресора – $p_2 = 100$ кПа;
- об’ємна витрата води на вході в струминний компресор – $\dot{V}_в = 2,8 \cdot 10^{-4}$ м³ / с;
- тиск ежектованого середовища (R-141b) – $p_e = 25$ кПа.

Розрахунок геометричних характеристик дослідного БАСК виконано за методикою, описаною в [3]. За отриманими геометричними характеристиками біагентного (вода–фреон) струминного компресора створено його віртуальну модель у програмному забезпеченні “SolidWorks” [4].

На рис. 1 зображено отриману віртуальну модель БАСК, основними елементами якого є:

- приймальна камера;
- звужувальне сопло з вихідним діаметром $d = 4,4 \cdot 10^{-3}$ м;
- циліндрична камера змішування завдовжки $90 \cdot 10^{-3}$ м із внутрішнім діаметром $d = 8 \cdot 10^{-3}$ м;
- дифузор завдовжки $70 \cdot 10^{-3}$ м із кутом розкриття $\alpha = 8^\circ$.

Модуль пристрою становить

$$A = \left(\frac{f_{3M}}{f_c} \right) = 3,3,$$

де f_{3M} – площа поперечного перерізу камери змішування, м²; f_c – площа поперечного перерізу сопла, м².

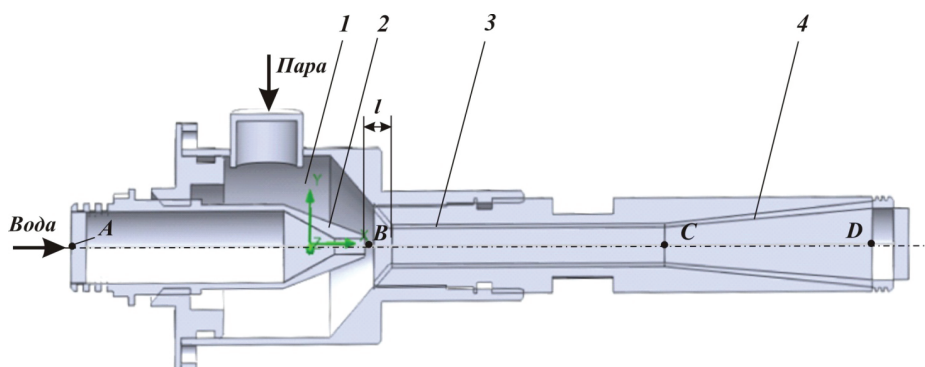


Рис. 1. Біагентний струминний компресор: 1 – приймальна камера; 2 – звузувальне сопло; 3 – циліндрична камера змішування; 4 – дифузор

Задля візуалізації процесів у пристрої фізичну модель БАСК виготовлено з прозорого матеріалу (полікарбонату).

8, де віддає тепло киплячому фреону і надалі, охолоджений, поступає у збірник 12.

Експериментальний стенд

На рис. 2 зображено принципову схему експериментальної установки для дослідження парокompресійного холодильного циклу з використанням біагентного (вода–фреон) струминного компресора.

Принцип роботи експериментальної холодильної установки такий. Циркуляційна помпа 2 подає воду до водопарового струминного компресора 1, який відсмоктує пару фреону з випарника 8. Водофреонова суміш надходить у сепаратор-охолоджувач 3, де відбувається розділення рідкого фреону та води. Потім вода через ротаметр 4 і циркуляційну помпу 2 знову подається до струминного компресора 1, а рідкий фреон, що накопичується в нижній частині сепаратора 3, потрапляє через ротаметр 6 до дроселя 9, де відбувається дроселювання з пониженням тиску та температури. Після дроселя фреон потрапляє до випарника 8, де відбувається його кипіння з відбором теплоти від холодоносія – підведення теплоти в цикл (Q_r). Відведення теплоти в цикл (Q_x) відбувається у сепараторі-охолоджувачі 3. Холодоносій зі збірника 12 подається помпою 11 до електричного підігрівача 10, звідки холодоносій через ротаметр 7 поступає у випарник

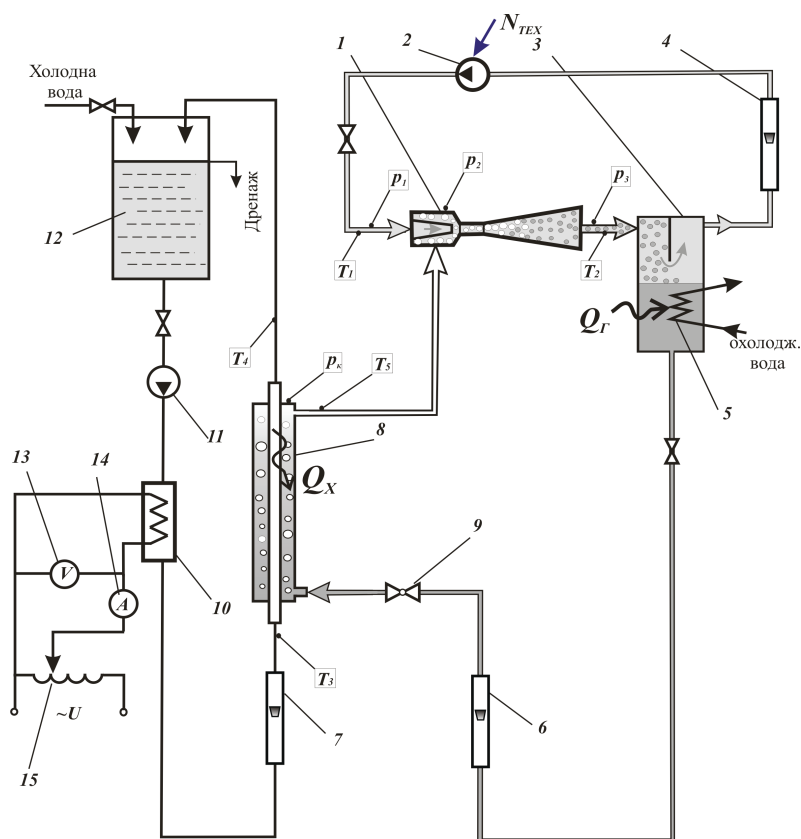


Рис. 2. Схема холодної установки: 1 – біагентний струминний компресор; 2 – помпа контуру активного потоку струминного компресора; 3 – сепаратор-охолоджувач; 4, 6, 7 – ротаметри; 5 – охолоджувальний контур (відвід теплоти з циклу); 8 – випарник; 9 – дросель; 10 – електричний підігрівач холодоносія; 11 – циркуляційна помпа контуру холодоносія; 12 – збірник холодоносія; 13 – вольтметр; 14 – амперметр; 15 – автотрансформатор; T_1, T_2, T_3, T_4, T_5 – точки вимірювання температури; p_1, p_2, p_3 – точки вимірювання статичного тиску

Методика розрахунку основних величин

Ефективність запропонованого холодильного циклу оцінювалася за допомогою визначення експериментального холодильного коефіцієнта:

$$\varepsilon = \frac{Q_X}{N_{\text{ц}}},$$

де Q_X – теплове навантаження випарника, Вт; $N_{\text{ц}}$ – витрачена потужність у циклі, Вт.

Тепловий потік у випарнику визначався двома способами (різниця значень не перевищувала $\pm 5\%$):

а) за зміною ентальпії холодоносія

$$Q_X = G_b \cdot c_b (t'_b - t''_b),$$

де G_b – витрата холодоносія (води) у випарнику, кг/с; c_b – питома теплоємність води, Дж/кгК; t'_b, t''_b – температури холодоносія на вході та виході з випарника відповідно;

б) за витратою холодоагента у випарнику

$$Q_X = G_{\phi} \cdot r_{\phi},$$

де $G_{\phi} = \dot{V}_{\phi} \cdot \rho_{\phi}$ – масова витрата холодоагента, кг/с; \dot{V}_{ϕ} – об'ємна витрата рідкої фази холодоагента, м³/с; ρ_{ϕ} – густина рідкої фази холодоагента, кг/м³; r_{ϕ} – теплота пароутворення фреону, кДж/кг.

Потужність, витрачену на здійснення циклу, визначали за рівнянням

$$N_{\text{ц}} = \frac{\dot{V}_b \cdot (p_1 - p_2)}{\eta_{\text{ц}}},$$

де \dot{V}_b – витрата води (активний потік) у струминному компресорі, м³/с; p_1 і p_2 – тиск активного потоку на вході та виході струминного компресора відповідно, Па; $\eta_{\text{ц}}$ – ККД циркуляційної помпи, що забезпечує перепад тиску ($p_1 - p_2$).

Похибка визначення експериментального холодильного коефіцієнта ε_e не перевищує $\pm 15\%$.

В експериментах для кожного режиму також визначено об'ємний коефіцієнт ежекції $q_v = \dot{V}_{\phi} / \dot{V}_b$, масовий коефіцієнт ежекції $q_g = G_{\phi} / G_b$, коефіцієнт напору $h = (p_2 - p_e) / (p_1 - p_e)$ та ККД струминного компресора $\eta = q_v h / (1 - h)$.

Результати експериментального дослідження

Попередні тестування струминного компресора в автономному режимі (за відсутності ежектованої пари) дали змогу визначити відстань

від сопла до камери змішування l (див. рис. 1), на якій можна досягти найбільшого розрідження у приймальній камері. Результати тестування наведено на рис. 3.

Найбільше розрідження досягнуто на відстані від зрізу сопла до камери змішування $l \approx 9 \cdot 10^{-3}$ м. Цей результат відповідає діапазону, рекомендованому в літературі для струминних компресорів [3].

Віртуальні дослідження моделі струминного компресора в програмному середовищі “SolidWorks Simulation” дали можливість визначити розподіл тиску активного потоку (води) по довжині проточної частини струминного компресора. Результати віртуального та фізичного експерименту з реальним дослідним струминним компресором наведено на рис. 4. Дані щодо зміни тиску дали можливість визначити характер протікання процесів із холодоагентом у проточній частині струминного компресора та побудувати цикл, досліджений у $T - s$ і $\ln p - h$ координатах (див. рис. 5).

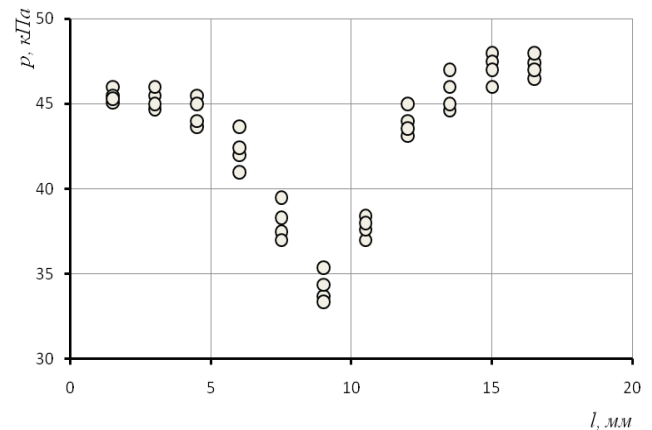


Рис. 3. Залежність абсолютного тиску середовища в приймальній камері біагентного струминного компресора від відстані між зрізом сопла та камерою змішування ($\dot{V}_b = 2,8 \cdot 10^{-4}$ м³/с)

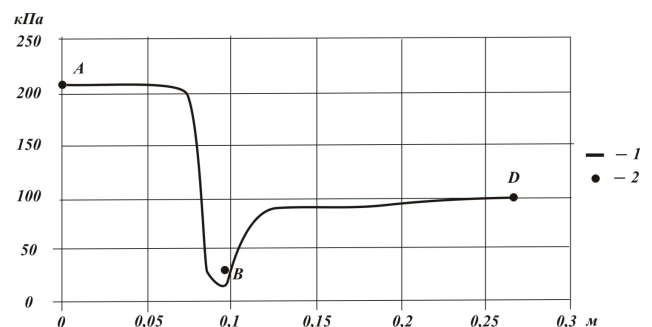


Рис. 4. Розподіл тиску середовища по довжині струминного компресора: 1 – розрахунок віртуальної моделі в програмному середовищі “SolidWorks Simulation”; 2 – експеримент

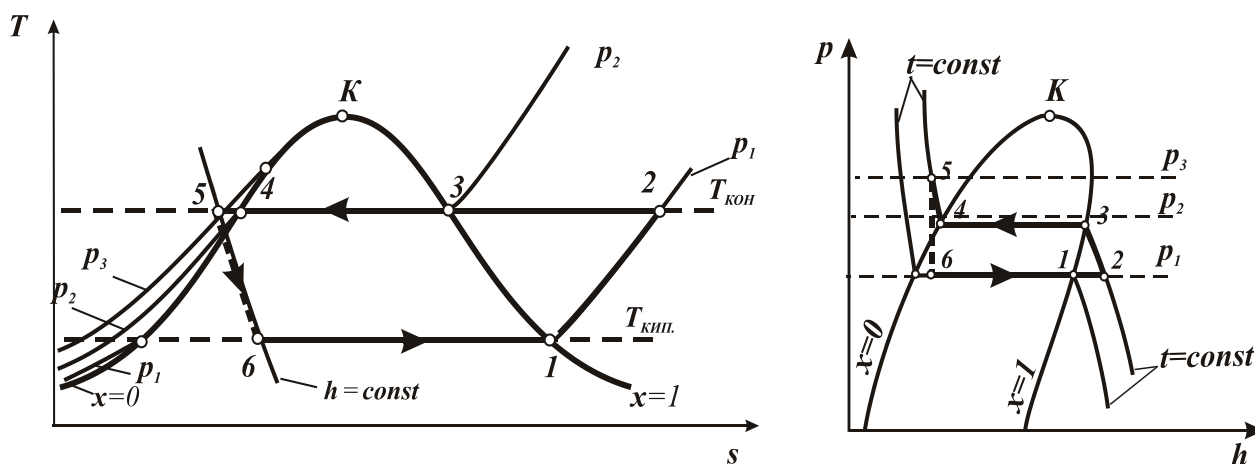


Рис. 5. Термодинамічний цикл холодильної установки з біагентним струминним компресором у $T-s$ і $\ln p-h$ координатах

На основі візуальних спостережень за рухом водофреонового потоку в струминному компресорі встановлено, що парова фаза фреону відразу після зрізу сопла (точка B на рис. 1) утворює зі струменем води білу дрібнодисперсну піну. Відбувається безпосередній теплообмін між бульбашками фреону та супутнім струменем води. Наближений розрахунок показав, що в усьому діапазоні експериментальних значень об'ємних коефіцієнтів ежекції $q_v = 0,0018 \div 0,38$ вирівнювання температури мікробульбашки з температурою потоку води відбувається на шляху, меншому ніж $0,001$ м. За браком швидкісної камери не вдалося виявити початок зони схлопування (конденсації) бульбашок пари фреону при підвищенні тиску водофреонового потоку в дифузори струминного компресора.

Ураховуючи малі розміри бульбашок і малі значення масових коефіцієнтів ежекції $q_g = 6,1 \cdot 10^{-6} \div 8,6 \cdot 10^{-4}$, можна вважати, що тиск фреону синхронно змінюється з тиском водяного потоку, температура якого практично не змінюється. Отже процеси, що відбуваються у запропонованому циклі, можна описати так.

Пара фреону із випарника подається у струминний компресор (див. точка B на рис. 1 та точка 1 на рис. 5). Практично миттєво відбувається ізобарний нагрів пари фреону до температури потоку води (див. точка 2 на рис. 5). Далі пара фреону ізотермічно стискається до тиску насичення, і починається конденсація фреону (див. точка 3

на рис. 5). На рис. 1, початок конденсації знаходиться на проміжку між точками B та C . На проміжку між точками C та D (див. рис. 1) закінчується конденсація (у межах дифузора струминного компресора). Далі відбувається стиснення вже конденсату фреону до значення тиску на виході з дифузора (див. точка D на рис. 1 та точка 5 на рис. 5). На виході з дифузора утворюється гетерогенна суміш рідкого фреону і води. У сепараторі рідкий фреон відділяється від води і через дросель (процес 5–6 рис. 5) подається у випарник, де кипить (процес 6–1 рис. 5).

На рис. 6 показано залежність холодильного коефіцієнта експериментальної установки ϵ_e зі струминним компресором від об'ємного коефіцієнта ежекції q_v :

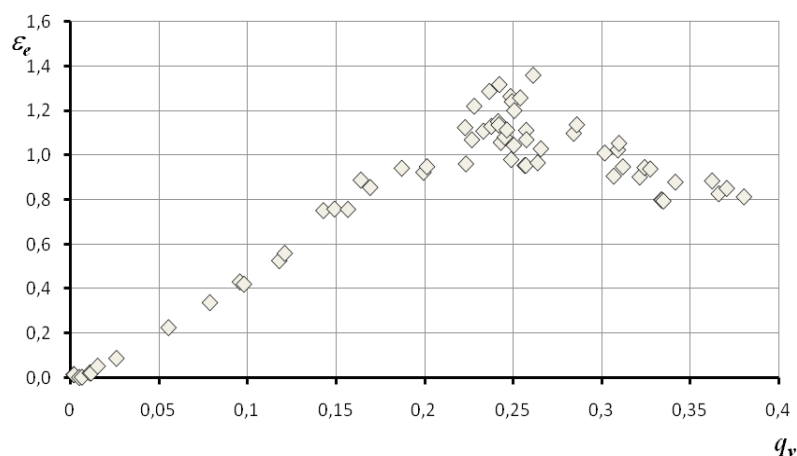


Рис. 6. Залежність холодильного коефіцієнта експериментальної установки ϵ_e зі струминним компресором від об'ємного коефіцієнта ежекції q_v .

Обговорення результатів

Максимальні значення експериментального холодильного коефіцієнта установки $\varepsilon_{\max} = 1,3 \div 1,4$ відповідають значенням коефіцієнта ежекції $q_{\text{онм}} \approx 0,25$, за яких також досягається максимальний ККД біагентного (вода–фреон) струминного компресора $\eta_{\max} = 0,35 \div 0,4$. Більшість експериментів проведено в діапазоні температур: температура конденсації $t_{\text{кон}} = 20$ °С, температура кипіння $t_{\text{кип}} = -2$ °С. Застосування нижчих температур кипіння у випарнику було обмежене браком можливості використати незамерзлий холодоносіє, що могло б призвести до розморожування випарника. Але під час налагоджувальних експериментів мінімальні температури кипіння у випарнику короточасно досягали (до моменту замерзання холодоносія) $t_{\text{кип}} = -20$ °С.

References

- [1] T.V. Moroziuk, *Theory of refrigerators and heat pumps*. Odessa, Ukraine: Studio “Negotsiant”, 2006.
- [2] Ya.Ye. Trokoz, P.O. Barabash, and O.B. Golubev, “The method of obtaining cold in the binary refrigeration cycle “KPI”, UA Patent. 72697, Aug. 27, 2012.
- [3] E. Ya. Sokolov, and N.M. Zinger, *Inkjet devices*. Moscow, USSR: Energoatomizdat, 1989.
- [4] A.A. Alyamovskiy, *SolidWorksSimulation. How to solve practical problems*. St. Petersburg, Russia: BHV-Petersburg, 2012.

Ya.Ye. Trokoz, P.O. Barabash, O.B. Golubev, P.P.Kudelya

DEVELOPMENT AND RESEARCH OF REFRIGERATION CYCLE WITH BIAGENT JET COMPRESSOR

Background. Currently, in the cycles of steam-ejector refrigeration machines (SERM) are used monoagent jet compressors, the working body in which is water. Despite their low efficiency, SERM have a number of advantages over refrigeration machines that use mechanical compressors: low cost, ease of manufacture and reliability. The use of SERM is largely limited by the inability of these installations to reach temperatures below 0 °С. This limitation can be overcome by applying a fundamentally new steam compression cycle using a bioagent (water-freon) jet compressor (BAJC).

Objective. The purpose of the paper is experimentally confirm the operability of a refrigeration machine operating on a steam compression cycle using a bioagent (water-freon) jet compressor. Determine the efficiency of the experimental refrigeration machine and find the optimal geometric characteristics of the jet compressor.

Methods. An experimental stand was created to study the refrigeration plant using BAJC. The refrigeration machine efficiency ε was determined according to the developed method.

Results. Experimental values of the cooling machine coefficient ε were obtained depending on the change in the ejection coefficient q of BAJC. The maximum machine coefficient values $\varepsilon_{\max} = 1,3 \div 1,4$ correspond to those of the ejection coefficient $q_{\text{opt}} \approx 0,25$, which also achieves the maximum efficiency $\eta_{\max} \approx 0,35 \div 0,45$ of the BAJC.

Conclusions. The efficiency of a refrigeration unit operating on a steam compression cycle using a bioagent (water-freon) jet compressor has been experimentally confirmed. To expand the temperature spectrum of the cycle in the direction of lowering the boiling points in the evaporator ($t_{\text{boil}} \leq -20$ °С), it is planned to modernise the laboratory bench by using aqueous salt solutions as a coolant.

Key words: refrigeration unit, working fluid, biagent jet compressor, ejector, refrigeration coefficient, ejection volume coefficient.

Рекомендована Радою
теплоенергетичного факультету
КПІ ім. Ігоря Сікорського

Надійшла до редакції
08 грудня 2021 року

Прийнята до публікації
14 квітня 2022 року