

ХОЛОДИЛЬНА ТЕХНІКА ТА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ

УДК 536.7

Визначення енергоефективності термодинамічних циклів когенераційних машин комерційного призначення*Л. І. Морозюк¹, В. В. Соколовська-Єфименко²✉, Б. Г. Грудка³, А. М. Басов⁴, Л. В. Іванова⁵*¹⁻⁴Одеська національна академія харчових технологій, вул. Дворянська, 1/3, Одеса, 65082, Україна;⁵Одеський національний політехнічний університет, пр-т Шевченка, 1, Одеса, 65044, Україна✉ e-mail: ²kli24062006@gmail.comORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0003-4133-1984>; ²<https://orcid.org/0000-0002-7275-5061>; ³<https://orcid.org/0000-0003-1200-5442>; ⁴<http://orcid.org/0000-0003-1256-2839>; ⁵<http://orcid.org/0000-0002-0752-6983>

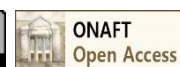
У багатьох комерційних підприємствах на реалізацію процесів охолодження припадає значна частина загального енергоспоживання підприємства. Для моніторингу справжнього споживання електроенергії під час безперервної роботи холодильних систем сформовано і методично обґрунтовано способи розрахунку енергоефективності. Основною вимогою до методики енергетичного аналізу таких систем є її базування на принципах і законах термодинаміки. Системним кордоном для порівняння ефективності холодильних та теплонасосних установок є теплова або холодильна потужність та температурний режим роботи. Машину, яка досліджується, призначено для підприємства торгівлі з широким асортиментом продуктів з двома постійними температурними рівнями короткострокового зберігання. Відповідні холодопродуктивності різні за кількісними показниками, але постійні за часом. Визначення показників ефективності здійснено в системних кордонах термодинамічного циклу та конструкційних особливостей елементів машини. Вид аналізу – порівняння енергетичної ефективності та габаритів циклів двох або більшої кількості машин з різними робочими речовинами. З використанням еталонних циклів здійснено числове моделювання процесів в теплофікаційній холодильній машині з робочими речовинами R404A та CO₂ у єдиному робочому режимі. Розрахунки проведені для шести схемно-циклових рішень. Результатами розв'язання «енергетичної» задачі є дійсний коефіцієнт перетворення COP. Аналіз показав низьку енергетичну ефективність одноступеневих циклів в режимі теплофікаційної машини з двома температурами кипіння, одна з яких є низькотемпературною. Найвища ефективність у машин, які працюють за циклом двоступеневого стиснення з двома випарниками та детандером перед високотемпературним випарником. Результатами розв'язання «транспортної» задачі є визначення теоретичної об'ємної холодопродуктивності компресорів (габариту циклу). Порівняльний аналіз результатів констатує, що габарит циклу з CO₂ втричі менший за R404A. Рекомендація на перспективу – двоступенева машина з двома випарниками та проміжною посудиною з CO₂. За розв'язанням усіх задач вказаний цикл має найкращі характеристики.

Ключові слова: Когенераційна машина; Термодинамічний аналіз; Схемно-циклове рішення; Холодоагенти R404a, CO₂

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v56i3-4.1949>

© The Author(s) 2020. 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 багатьох комерційних підприємствах, таких як супермаркети, на реалізацію процесів штучного

охолодження припадає значна частина загального енергоспоживання підприємства. Наприклад, в супермаркетах відсоток енергії для охолодження, становить 50-60% від загального споживання

електроенергії. Згідно з дослідженням, проведеним DKV [1], споживання електроенергії для охолодження становить приблизно 14% від загального споживання електроенергії в Німеччині. Штучний холод має широкий діапазон застосувань, як за тепловою потужністю, так і за температурними режимами споживачів. Внаслідок цього складно системно розглядати різні установки з метою порівняльної оцінки енергоефективності та забезпечення оптимізації роботи установки. Для моніторингу справжнього споживання електроенергії під час безперервної роботи холодильних систем сформовано і методично обґрунтовано способи розрахунку енергоефективності. Методи базуються на визначенні коефіцієнтів, орієнтовних показників, для порівняння енергоефективності різних холодильних систем у відповідних системних кордонах. Завдяки безперервному моніторингу споживання електроенергії можлива реалізація енергозберігаючої роботи установки.

Існують різні показники для енергетичної оцінки елементів холодильних установок, засновані на різних стандартах або принципах. Іноді вони застосовуються неоднозначно, що призводить до плутанини і непослідовного вживання в практичному використанні. Більшість цих показників ефективності застосовують виключно для сертифікації компресорів або теплообмінників, в стандартизованих умовах проведення випробувань в лабораторіях. Наведемо приклади різних показників енергоефективності холодильної системи в цілому під різнорічними впливами під час безперервної роботи, як вони використовуються в сучасній світовій інженерній практиці [1].

- COP (коефіцієнт перетворення) теплового насосу;
- EER (коефіцієнт енергоефективності) холодильний коефіцієнт;
- ESEER (європейський сезонний показник енергоефективності);
- IPLV (показник сумарного неповного навантаження);

Параметри, засновані на співвідношенні ефективно використаної енергії до загального енергоспоживання):

- SPF (сезонний показник ефективності холодильного обладнання)
- SEER (сезонне співвідношення енергоефективності) – новий параметр, який дозволяє підтвердити рівень енергоефективності установки,

що розрахований за рік, і врахувати неповні теплові навантаження на охолоджуючі прилади.

Холодильна машина відноситься до класу енергоперетворювальних систем, а методики енергетичного аналізу циклів базуються на принципах і законах термодинаміки. Звідси зрозуміло, що практично усі запропоновані коефіцієнти визначення енергетичної ефективності холодильних машин і установок мають єдину природу.

Для виконання розрахунку показників ефективності холодильна машина, установка або холодильна система в цілому розглядається в межах контрольної поверхні. Контрольна поверхня може об'єднувати різні системи. Системи можуть складатися з різного холодильного обладнання, з різними холодильними агентами, компресорами, додатковим устаткуванням і приладами автоматики. Системною межею контрольної поверхні для порівняння ефективності холодильних та теплонасосних установок є тепла або холодильна потужність та температурний режим роботи.

З огляду на зазначене, повернемося до машини, яка досліджується. Машину призначено для підприємства торгівлі з широким асортиментом продуктів. Холодильна система має два постійних температурних рівня короткострокового зберігання продуктів. Щодо холодопродуктивності вони різні за кількісними показниками, але постійні за часом. Когенерація передбачає утилізацію тепла конденсації для опалення або гарячого водопостачання. Подібні машини за таким призначенням відомі [2]. За умови стабільних показників виробництва холоду, теплові потужності теж залишаються постійними. У такому випадку про сезонну роботу машини мова не йде.

Визначення енергетичної ефективності здійснюється в системній контрольній поверхні, яка обмежує лише термодинамічний цикл без урахування конструкційних особливостей елементів машини. Термодинамічний аналіз когенераційної машини з двома температурними рівнями виробництва холоду з залученням «методу циклів» детально викладено в роботі авторів [3].

Залишаючи системну контрольну поверхню без змін, можливо отримати інший вид аналізу – порівняння енергетичної ефективності та габаритів циклів двох або більшої кількості машин з різними робочими речовинами.

Розрахунок характеристик окремих процесів в циклі машині забезпечує отримання результатів порівняння.

2. Формування вихідних параметрів циклів для порівняльного аналізу

Системними межами контрольної поверхні прийнято: схемно-циклові рішення машин, температурні параметри циклів, холодопродуктивності споживачів холоду.

За наявності еталонних циклів здійснено числове моделювання процесів в теплофікаційній холодильній машині з робочими речовинами R404A та CO₂ у єдиному робочому режимі:

- холодопродуктивність першого об'єкта охолодження $Q_{01} = 50$ кВт;
- холодопродуктивність другого об'єкта охолодження $Q_{02} = 150$ кВт;
- температура кипіння у першому випарнику $t_{01} = -35$ °С;
- температура кипіння у другому випарнику $t_{02} = -10$ °С;
- температура конденсації або мінімальна тем-

пература у газовому охолоджувачі $t_k = 50$ °С;

Результатом моделювання є розв'язання «енергетичної» та «транспортної» задач.

Розрахунки проведені для схемно-циклових рішень:

- Схема 1. Одноступенева машина з одним випарником (рис. 1);
- Схема 2. Одноступенева машина з двома випарниками та дроселем на всмоктуванні (рис. 2);
- Схема 3. Одноступенева машина з двома випарниками та детандером на всмоктуванні (рис. 3);
- Схема 4. Двоступенева машина з двома випарниками та проміжною посудиною (рис. 4);
- Схема 5. Двоступенева машина з двома випарниками та впорскуванням пари у всмоктувальну лінію компресора верхнього ступеня (рис. 5);
- Схема 6. Двоступенева машина з двома випарниками та детандером перед другим випарником (рис. 6).

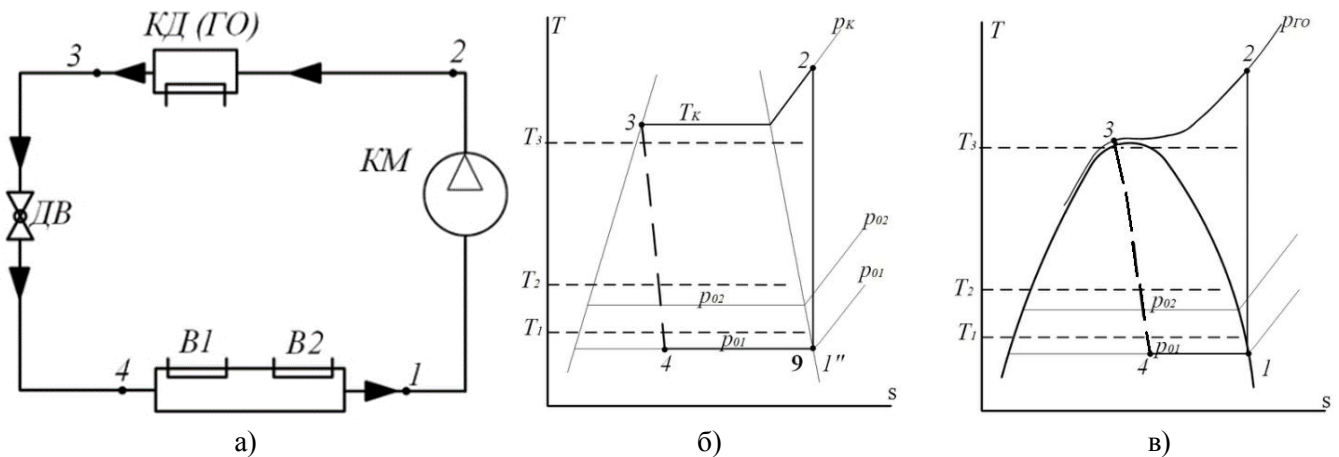


Рисунок 1 – Схема (а) та цикли (б – на R404A, в – на R744) одноступеневої машини з одним випарником

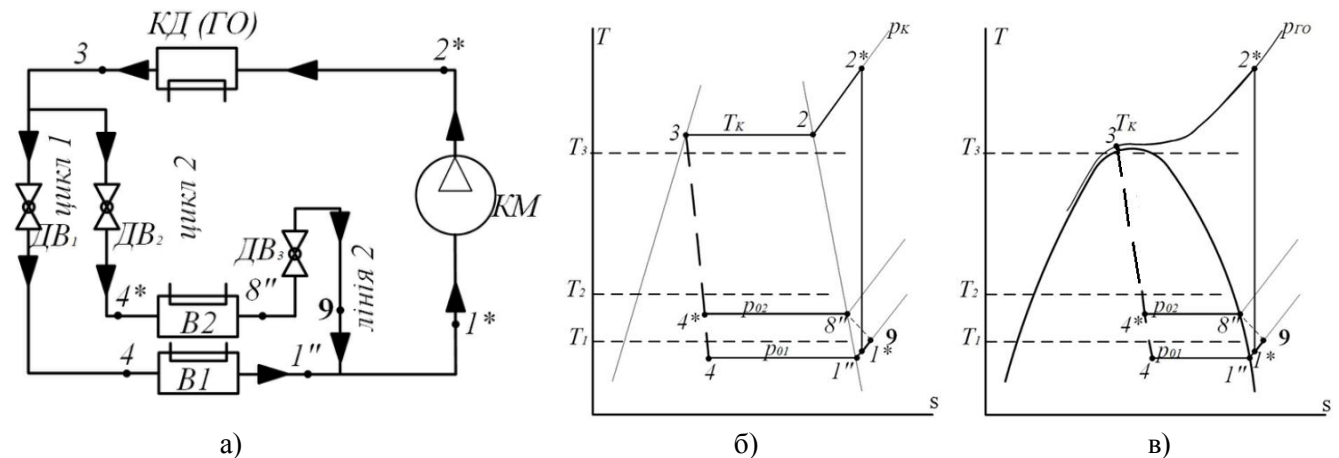


Рисунок 2 – Схема (а) та цикли (б – на R404A, в – на R744) одноступеневої машини з двома випарниками та дроселем на всмоктуванні

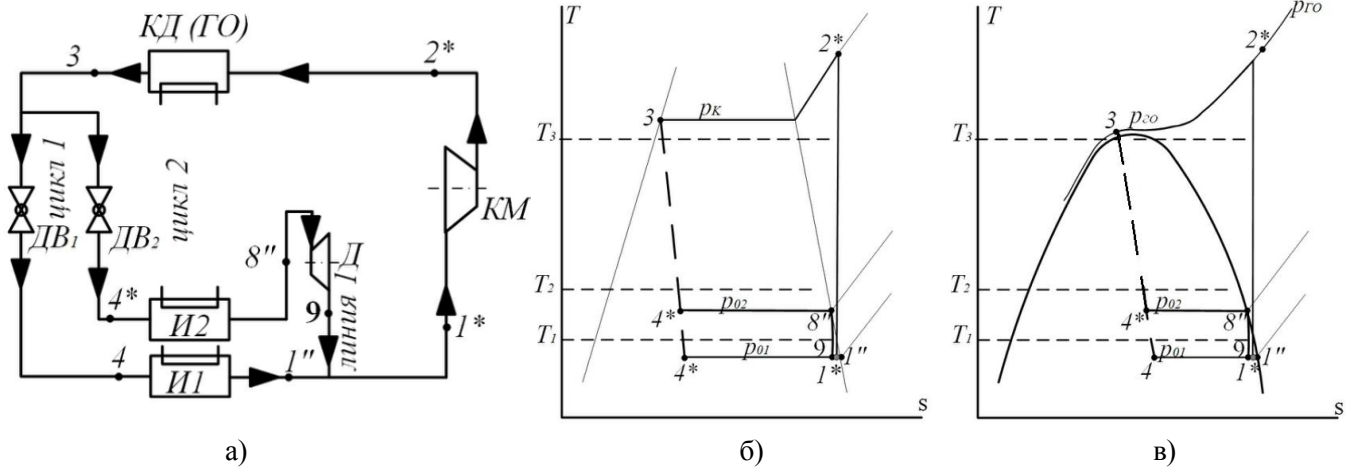


Рисунок 3 – Схема (а) та цикли (б – на R404A, в – на R744) одноступеневої машини з двома випарниками та детандером на всмоктуванні

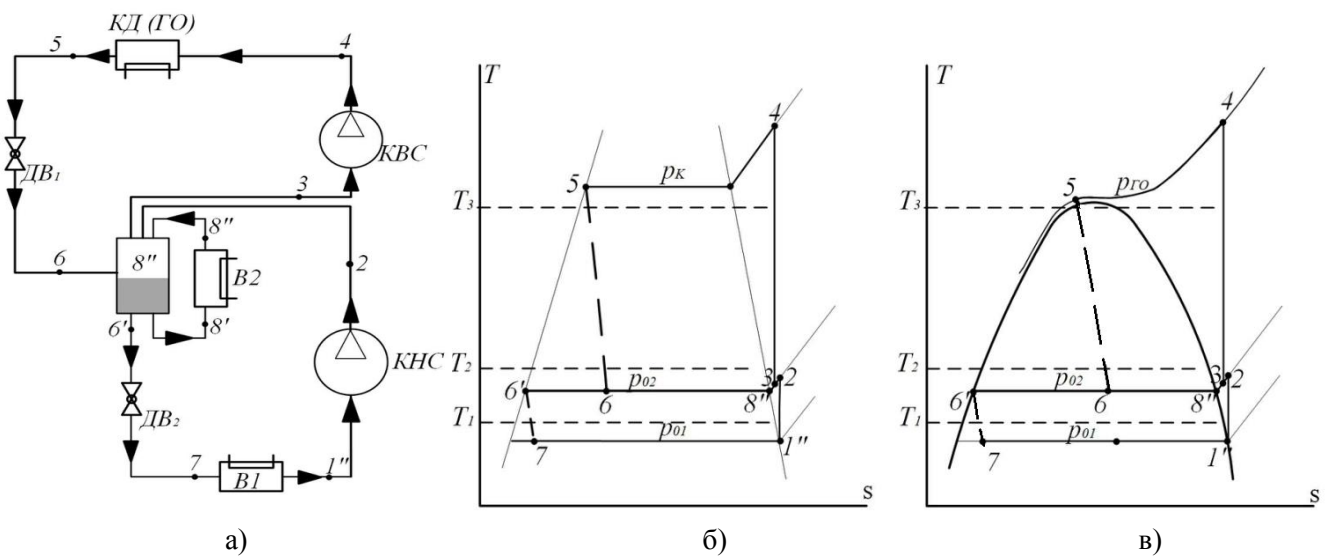


Рисунок 4 – Схема (а) та цикли (б – на R404A, в – на R744) одноступеневої машини з двома випарниками та проміжною посудиною

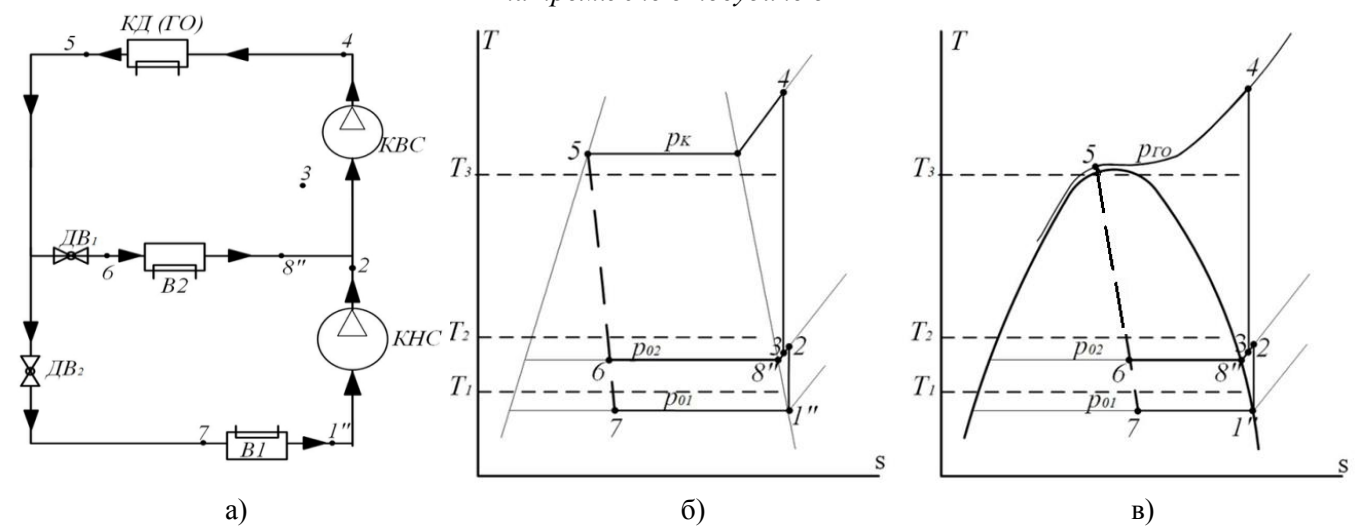


Рисунок 5 – Схема (а) та цикли (б – на R404A, в – на R744) одноступеневої машини з двома випарниками та впорскуванням пари у всмоктувальну лінію компресора верхнього ступеня

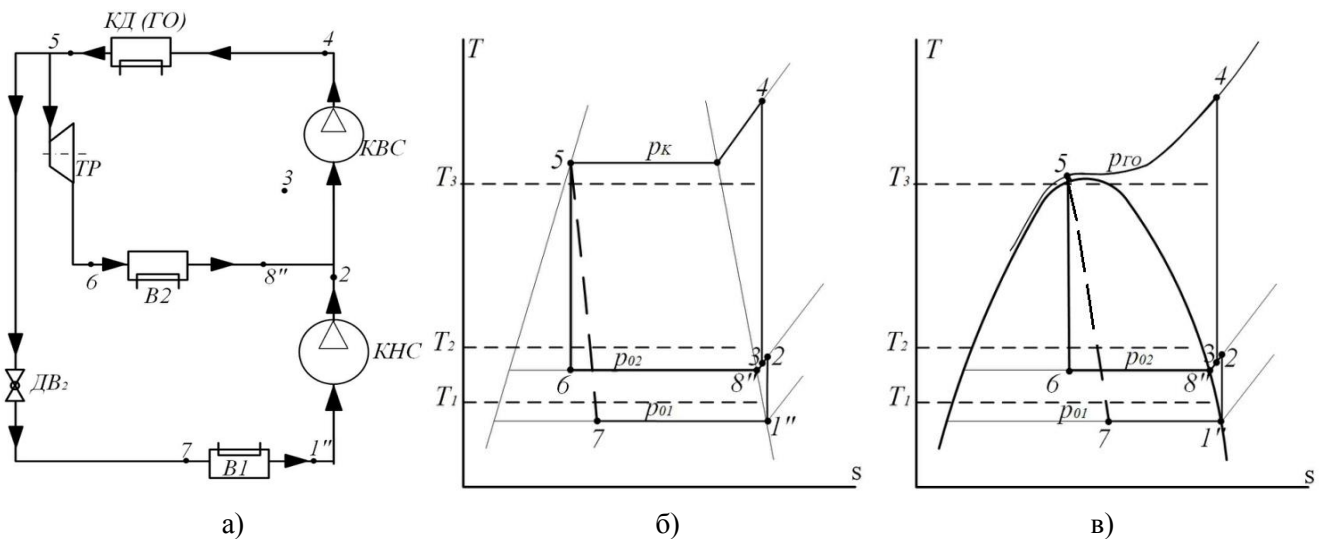


Рисунок 6 – Схема (а) та цикли (б – на R404A, в – на R744) одноступеневої машини з двома випарниками та детандером перед другим випарником

Розрахунки проведені з залученням рівнянь відповідно до класичних методик [4,5], і головні розрахункові характеристики циклів надані в таблиці.

Результатами розв'язання «енергетичної» задачі [5], є визначення потужності компресорів

$$N_e = N_{тер} + N_i \quad (1)$$

та дійсного коефіцієнта перетворення

$$COP_d = Q_k / \Sigma N_e \quad (2)$$

а порівняльний аналіз надано в графічній формі на рис. 7-8.

Результатами розв'язання «транспортної» задачі [5], є визначення габариту циклу (теоретичної об'ємної холодопродуктивності компресорів)

$$V_h = V_d / \lambda \quad (3)$$

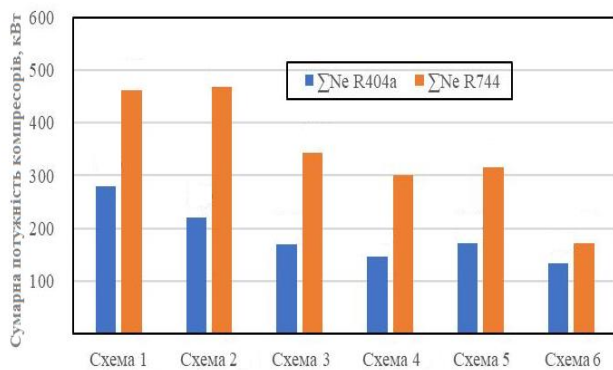


Рисунок 7 – Рішення енергетичної задачі: визначення сумарної потужності компресорів

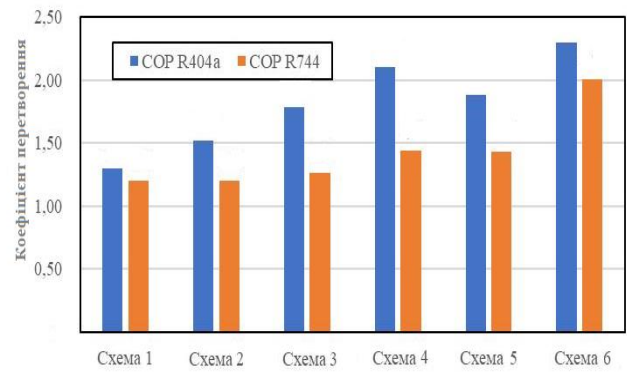


Рисунок 8 – Рішення енергетичної задачі: визначення дійсного коефіцієнта перетворення

Порівняльний аналіз надано на рис. 9.

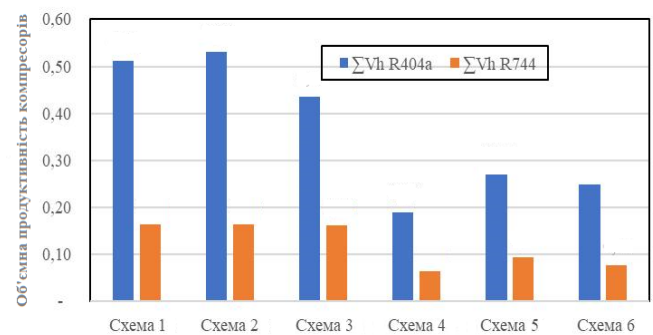


Рисунок 9 – Рішення транспортної задачі: визначення теоретичної об'ємної продуктивності компресорів

4 Обговорення результатів термодинамічного аналізу циклів та висновки

Термодинамічний аналіз дійсних циклів [6], показує низьку енергетичну ефективність односту-

Таблиця – Головні розрахункові характеристики циклів

Показники	Схема 1		Схема 2		Схема 3		Схема 4		Схема 5		Схема 6	
	R404A	R744	R404A	R744	R404A	R744	R404A	R744	R404A	R744	R404A	R744
холодоагент	R404A	R744	R404A	R744	R404A	R744	R404A	R744	R404A	R744	R404A	R744
$V_d, \text{м}^3/\text{с}$	0,359	0,110	0,352	0,11	0,307	0,103	0,151	0,057	0,211	0,084	0,135	0,069
$\Sigma V_h, \text{м}^3/\text{с}$	0,541	0,165	0,541	0,164	0,438	0,164	0,19	0,064	0,273	0,095	0,249	0,078
$\lambda^{\text{кнс}}$	0,663	0,692	0,663	0,69	0,663	0,69	0,885	0,884	0,885	0,884	0,885	0,884
$\lambda^{\text{квс}}$	–	–	–	–	–	–	0,773	0,775	0,773	0,775	0,773	0,775
$\eta^{\text{кнс}}$	0,648	0,701	0,648	0,701	0,648	0,701	0,81	0,869	0,81	0,869	0,81	0,869
$\eta^{\text{кдс}}$	–	–	–	–	–	–	0,78	0,804	0,78	0,804	0,78	0,804
$\Sigma N_e, \text{кВт}$	279,5	461,4	220,47	468	170,08	344,06	147,07	301,0	172,06	316	133,4	170
$M_a^{\text{B1}}, \text{кг/с}$	0,775	0,84	0,775	0,879	0,775	0,879	0,309	0,192	0,775	0,914	0,775	0,914
$M_a^{\text{B2}}, \text{кг/с}$	2,32	2,63	1,87	2,68	1,875	2,687	0,846	0,580	1,87	2,795	1,63	1,746
$M_a^{\text{квс}}, \text{кг/с}$	–	–	–	–	–	–	2,57	3,649	2,64	3,7	2,4	2,66
$Q_k, \text{кВт}$	363,35	550,68	335,76	558,33	303,9	435,4	309,5	436,2	323,7	454,3	294	342,2
COP_d	1,3	1,2	1,52	1,2	1,78	1,26	2,104	1,44	1,88	1,43	2,3	2,005

пневних циклів в режимі теплофікаційної машини з двома температурами кипінням, одна з яких є низькотемпературною. Абсолютне значення дійсного коефіцієнта перетворення не перевищує $COP_d=1,8$. Найвища ефективність у машини, яка працює за циклом двоступеневого стиснення з двома випарниками та детандером перед другим випарником (Схема 6). Різниця в 10% між R404A і CO₂ робить машини альтернативними на ринку устаткування. Інженерно-технічні обмеження торкаються Схеми 3 та Схеми 6, оскільки практичне використання детандера при середніх холодопродуктивностях комерційних машин не є економічним з огляду на капітальні витрати.

Результати розв'язання «транспортної» задачі свідчать про таке: у Схемах 1-3 одноступеневого стиснення теоретична об'ємна продуктивність компресора залишатися постійною. З огляду на капітальні витрати будь-яка схема конкурентно здатна. При переході до двоступеневого стиснення сумарна теоретична об'ємна продуктивність компресора значно зменшується. Порівняльний аналіз результатів може констатувати, що габарит циклу з CO₂ втричі менший за R404A, але при цьому ефективна потужність компресорів з CO₂ удвічі перевищує потужність компресорів з R404A.

Остаточний вибір схеми, циклу та робочої речовини залишається за замовником. Але можна рекомендувати на перспективу схемно-циклове рішення – двоступенева машина з двома випарниками та проміжною посудиною на робочій речовині CO₂ (Схема 4). За розв'язанням всіх задач вказаний цикл має найкращі характеристики.

Термодинамічний аналіз циклів як незалежний експерт підтвердив результати, наведених в огляді технічної інформації.

Застосовуючи методи аналізу, подібні до тих що використано в даній роботі, можна отримати точні результати і прогнози роботи холодильної машини ще на ранніх стадіях її проектування. Це робить проектування холодильних машин і установок точним, а найголовніше, з меншими витратами як економічних ресурсів, так і часу.

Література

1. Метод расчета энергоэффективности холодильных установок в процессе непрерывной работы. Режим доступа: \WWW/ URL: <http://holodonline.com/article/metod-rascheta-energoeffektivnosti-kholodilnykh-ustanovok-v-protssesse-nepreryvnoy-raboty/>. – 29.01.2020.
2. **Khaliq A.** Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration // International Journal of Refrigeration. – 2009. – P. 534-545.
3. **Морозюк Л. І, Соколовська-Єфименко В. В., Гайдук С. В., Бодюл О. В.** Термодинамічний аналіз циклів теплофікаційних машин комерційного призначення // Холодильна техніка та технологія. – 2019. – Т. 55. – № 5-6. – С. 263-272.
4. **Кошкин Н. Н., Стукаленко А. К. и др.** Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1976. – 464 с.
5. **Морозюк Т. В.** Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
6. **Мартьяновский В. С.** Анализ действительных термодинамических циклов. – М.: Энергия, 1972. – 216 с.

Отримана в редакції 11.09.2020, прийнята до друку 08.12.2020

Energy efficiency determination of thermodynamic cycles of cogeneration machines for commercial purposes

L. Morozyuk¹, V. Sokolovska-Yefymenko²✉, B. Hrudka³, A. Basov⁴, L. Ivanova⁵

¹⁻⁴Odessa National Academy of Food Technologies, 1/3 Dvoryanskaya str., Odessa, 65082, Ukraine;

⁵Odessa National Polytechnic University, 1 Shevchenko av., Odessa, 65044, Ukraine

✉ e-mail: ²kli24062006@gmail.com

ORCID: ¹<http://orcid.org/0000-0003-4133-1984>; ²<https://orcid.org/0000-0002-7275-5061>; ³<https://orcid.org/0000-0003-1200-5442>; ⁴<http://orcid.org/0000-0003-1256-2839>; ⁵<http://orcid.org/0000-0002-0752-6983>

In many commercial enterprises, the implementation of cooling processes accounts for a significant part of its total energy consumption. To monitor the actual electricity consumption during the continuous ope-

ration of refrigeration systems, methods of calculating energy efficiency have been formed and methodically substantiated. The main requirement for the method of energy analysis of such systems is its basis on the principles and laws of thermodynamics. The system boundary for comparing the efficiency of refrigeration and heat pump installations is the heat or refrigeration capacity and the operating temperature. The studying machine is intended for a trade enterprise with a wide range of products with two constant temperature levels of short-term storage. The corresponding refrigeration capacities differ in quantitative indicators, but are constant in time. Determination of efficiency indicators is carried out in the system boundaries of the thermodynamic cycle and design features of the machine elements. Type of analysis – comparison of energy efficiency and cycle dimensions of two or more machines with different working substances. Using reference cycles, numerical modeling of processes in a cogeneration machine with working substances R404A and CO₂ in a single operating mode was performed. Calculations were performed for six scheme-cyclic answers. The results of solving the "energy" problem are the actual conversion factor of the COP. The analysis showed low energy efficiency of one-stage cycles in the mode of the cogeneration machine with two boiling points, one of which is low-temperature. The highest efficiency is in machines that operate on a two-stage compression cycle with two evaporators and an expander in front of a high-temperature evaporator. The results of solving the "transport" problem are to determine the theoretical volumetric refrigeration capacity of compressors (cycle size). Comparative analysis of the results states that the size of the cycle with CO₂ is three times smaller than R404A. Recommendation for the future – a two-stage machine with two evaporators and an intermediate vessel with CO₂. After solving all the problems, the specified cycle has the best characteristics.

Keywords: Cogeneration machine; Thermodynamic analysis; Scheme-cyclic solution; Refrigerants R404a, CO₂

References

1. Method for the energy efficiency calculating of refrigeration units in the process of continuous operation. Access mode: \WWW/URL:http://holodonline.com/article/metod-rascheta-energoeffektivnosti-kholodilnykh-ustanovok-v-protssesse-nepriyvnnoy-raboty/ – 29.01.2020
2. **Khaliq, A.** (2009) Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, 534-545.
3. **Morozyuk, L. I., Sokolovska-Yefimenko, V. V., Gayduk, S. V., Bodyul, O. V.** (2019) Thermodynamic analysis of cogeneration machine cycles for commercial purposes. *Refrigeration engineering and technology*, 55(5-6), 263-272.
4. **Koshkin, N. N., Stukalenko, A. K. et al.** (1976) Thermal and constructive calculations of refrigeration machines. *Leningrad: Mechanical engineering*, 464.
5. **Morozyuk, T. V.** (2006) Theory of refrigeration machines and heat pumps. *Odessa: Studio "Negot-siant"*, 712.
6. **Martynovskiy, V. S.** (1972) Analysis of real thermodynamic cycles. *Moscow: Energiya*, 216.

Received 11 September 2020

Approved 08 December 2020

Available in Internet 11 January 2021