

## ОПИС МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

**Сідаш В. В.**

Харківський національний університет  
радіоелектроніки  
Україна, 61166, Харків, пр. Науки 14  
E-mail: vladyslav.sidash@nure.ua

**Анотація:** Виконано опис принципу функціонування холодильних установок. Наведено типову схему будови холодильної установки. Розглянуті оборотний цикл Карно в  $T, S$ -діаграмі, теоретичний цикл в  $T, S$ -діаграмі та дійсний цикл в  $T, S$ -діаграмі.

Наведено методику вибору параметрів холодильного компресорного агрегату.

**Ключові слова:** холодильна установка, методика розрахунку параметрів, принцип функціонування,  $T, S$ -діаграми.

## DESCRIPTION METHOD OF CALCULATION PARAMETERS REFRIGERATION EQUIPMENT

**V. Sidash**

Kharkiv National University of Radio Electronics  
Ukraine, 61166, Kharkiv, Nauky av.,14  
E-mail: vladyslav.sidash@nure.ua

**Annotation:** The description of principle functioning refrigeration units is executed. A typical scheme of structure refrigeration unit is given. The reverse Carnot cycle in  $T, S$ -diagram, theoretical cycle in  $T, S$ -diagram and real cycle in  $T, S$ -diagram are considered.

The method of choosing parameters of refrigeration compressor unit is given.

**Keywords:** refrigeration unit, method of calculation parameters, principle of operation,  $T, S$ -diagrams..

Сучасні технології по зберіганню, заморожування, газациї, підтримці вологісного режиму, швидкості руху повітря та інше, мають на увазі індивідуальний підбір технології в залежності від об'єкту і технологічного процесу.

Сучасне холодильне обладнання має відповідати в першу чергу принципам функціональності та технологічності. Другою необхідною якістю є економне споживання енергетичних ресурсів та захист навколишнього середовища.

Звідси вибір, побудова та розрахунок енергоефективних холодильних установок є актуальним завданням.

Опис принципу функціонування холодильних установок. Холодильні установки, що працюють на циркулюючих в замкнутому циклі хладагентах, забирають теплоту як від завантажених в них продуктів, так і від самих камер, поступово охолоджуючи їх. При цьому холодильні агенти, безперервно циркулюючи в установці, змінюють свій агрегатний стан: спочатку випаровуючись при відборі тепла зі свого оточення, потім знову конденсуючись внаслідок віддачі поглиненої теплоти [1].

До складу холодильної установки входять: компресори, випаровувачі, конденсатори регулюючі (дросельні) вентилі, а також допоміжне устаткування:

- насоси для подачі холодоагенту;
- холодоносії;
- комунікаційні агрегати (система трубопроводів, арматура);
- запобіжні пристрої.

На рис. 1 наведено типову схему будови холодильної установки.

Вироблення холоду є процесом, зворотним тому, що ми спостерігаємо при роботі теплового двигуна. Якщо там завдання полягає в скоєнні якомога більшої роботи при використанні існуючого перепаду температур, то в холодильній установці потрібно з мінімальними витратами енергії підняти температуру до необхідного рівня.

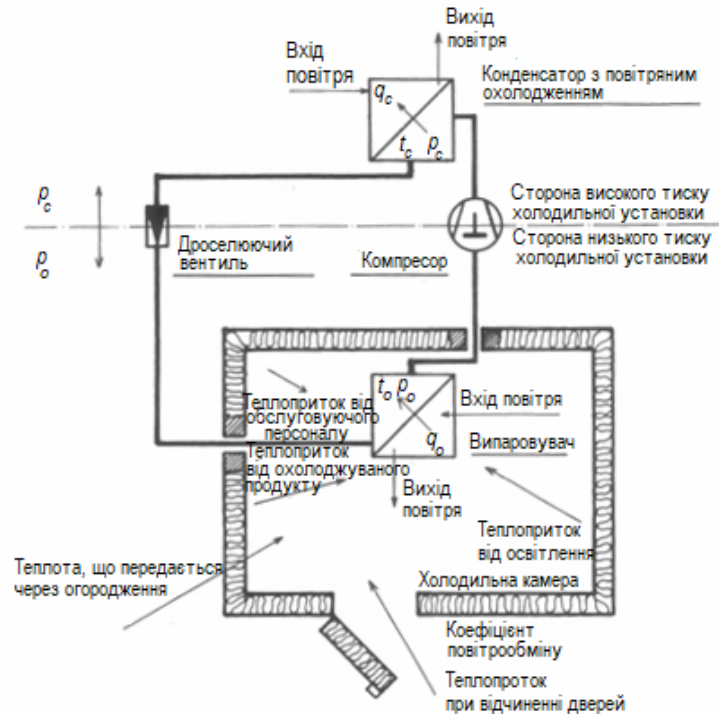


Рисунок 1 – Типова схема будови холодильної установки

Оборотний цикл Карно в  $T, S$ -діаграмі. Для опису залежності температури від ентропії розглянемо оборотний (ідеальний) цикл Карно в  $T, S$ -діаграмі «температура – ентропія».

Термодинамічна ентропія  $S$ , – фізична величина, яка використовується для опису термодинамічної системи, одна з основних термодинамічних величин. Ентропія і температура – зв'язані термодинамічні величини, необхідні для опису термічних властивостей системи і теплових процесів в ній. Ентропія є функцією стану і широко використовується в термодинаміці, в тому числі технічній (аналіз роботи теплових машин і холодильних установок) і хімічній (розрахунок рівноваг хімічних реакцій) [2, 3].

На рис. 2 показано  $T, S$ -діаграма «температура – ентропія».

Кількість теплоти  $q_0$  поглинається холодоагентом при температурі випаровування  $T_0$ , після чого він піддається адиабатичному (ізоентропному) стисненню компресором з переходом зі стану 1 (вологий пар) в стан 2. Сухий насичений пар (стан 2 на правій прикордонній кривій) повністю конденсується в конденсаторі при температурі конденсації  $T_c$  з переходом від точки 2 до точки 3 при постійному тиску  $P_c = \text{const}$ .

Потім в розширювальному циліндрі відбувається адиабатичне (ізоентропне) розширення пара до досягнення тиску  $P_0$  і температури кипіння  $T_0$ .

Вологий пар зі стану 4 поглинає в випарнику теплоту і випаровується по ізобарі до досягнення стану 1.

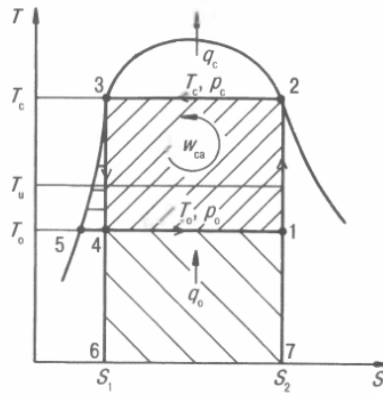


Рисунок 2 –  $T, S$ -діаграма «температура – ентропія»

У перерахунку на 1 кг циркулюючого хладагента маємо наступне:

– кількість поглиненої теплоти (площа 1-4-6-7-1):

$$q_0 = T_0 \cdot (S_2 - S_1);$$

– кількість теплоти, що відводиться (площа 2-3-6-7-2):

$$q_c = T_c \cdot (S_2 - S_1);$$

– необхідна робота циклу (площа 1-2-3-4-1):

$$\omega_{ca} = q_c - q_0 = (T_c - T_0) \cdot (S_2 - S_1);$$

– робота розширення (площа 3-5-4-3).

Для представленого вище циклу Карно отримуємо холодильний коефіцієнт :

Таким чином, холодильний коефіцієнт циклу Карно залежить лише від двох робочих температур – температури кипіння і температури конденсації і не залежить від фізичних і термодинамічних характеристик холодоагентів. Отже, мінімальна кількість роботи ( $\omega_{ca}$ ) дає максимальний холодильний коефіцієнт .

Рисунок 2 також показує, що здійснюються робота (площа 1-2-3-4-1) буде тим менше, чим вище температура кипіння  $T_0$  і чим нижче температура конденсації  $T_c$ .

Тут можна зробити загальний висновок, що для досягнення економічної експлуатації холодильна установка повинна діяти з максимально високою температурою випаровування і з якомога більш низькою температурою конденсації.

При цьому температура кипіння задається в залежності від необхідної температури холодильної камери ( $t_r$ ), а температура конденсації визначається з урахуванням використовуваної охолоджувальної середовища (води або повітря) [1–3].

Теоретичний цикл в  $T, S$ -діаграмі. Цикл Карно як ідеальний оборотний цикл між двома ізотермами і двома адіабатами, безумовно, здатний забезпечити максимальний холодильний коефіцієнт (). Однак такий процес практично не реалізуємо, так як ні стиснення, ні розширення чи не протікає за ізентропа.

З метою відображення реальної фактичної роботи холодильної машини використовують теоретичний цикл  $T, S$  зображений на рисунку 3. В такому циклі розширення з переходом від тиску конденсації  $P_c$  до тиску випаровування  $P_0$  здійснюється за допомогою дрослюючого клапану з заміною ізентропа на ізентальпу, оскільки цей процес протікає при постійній ентальпії,  $h_3 = h_4.S$

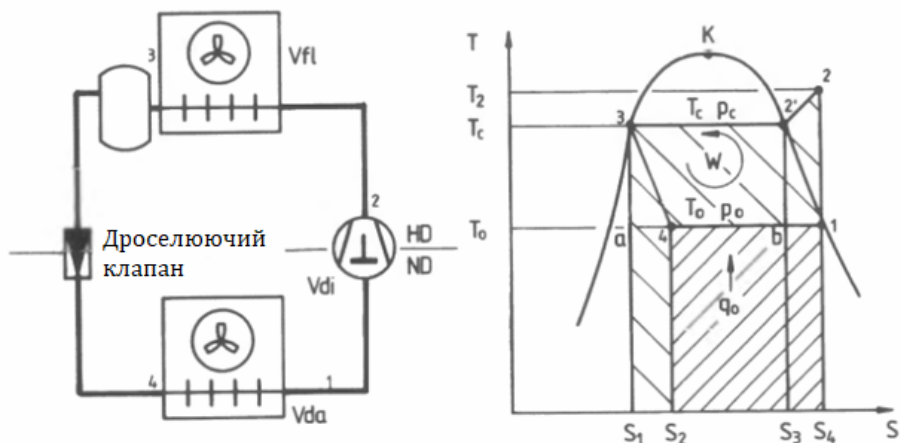


Рисунок 3 – Теоретичний цикл в  $T, S$

Компресор засмоктує суху насичену пару в стані 1 (права прикордонна крива, рис. 3) і адиабатически стискає його до стану 2. В зоні перегріву до стану 2 віднесена температура стиснення  $T_2$  на осі ординат.

В конденсаторі перегрітий пар холодоагенту в стані 2 доводиться до стану 2' шляхом зняття перегріву по ізобарі і повністю конденсується (Поле від правої прикордонної кривої до точки 3 на лівій прикордонній кривій). Зі стану 3 рідкий холодоагент з допомогою дроселюючого вентиля переходить, розширюючись, в стан 4 з  $h=const$ .

Питома холодопродуктивність  $q_o$ , з одного боку, через дроселювання знижується в порівнянні з циклом Карно (а саме відповідно площі  $a-S_1-S_2-4-a$ ), з іншого боку, в силу всмоктування компресором сухої насиченої пари збільшується на площу  $b-S_3-S_4-1-b$ .

В цілому питома холодопродуктивність теоретичного циклу більше питомої холодопродуктивності циклу Карно, тобто  $q_o > q_{o\text{ка}}$ .

Робота стиснення ( $\omega_{cs}$ ) характеризується площею 1-2-2'-3-a-S<sub>1</sub>-S<sub>2</sub>-4-1. При порівнянні з циклом Карно тут відзначається відповідне збільшення площі, що вказує на додатково здійснюються роботи.

Отже, холодильний коефіцієнт теоретичного циклу ( $\epsilon_{is}$ ) з всмоктуванням сухого насиченого пару, адиабатичним (ізоентропним) стисненням пару і дроселюванням рідкого хладагенту також буде нижче холодильного коефіцієнту циклу Карно:

$$\epsilon_{is} = \frac{q_o}{\omega_{cs}}, \epsilon_{is} < \epsilon_{ca}$$

Питома теплота, відведена в конденсаторі ( $q_c$ ), визначається на діаграмі площею 2-2'-3-a-S<sub>1</sub>-S<sub>4</sub>-2 (рис. 3).

Дійсний цикл в  $T, S$ -діаграмі. На рис. 4 показано дійсний цикл в  $T, S$ -діаграмі.

В даному циклі компресор засмоктує перегрітий пар в стані 1 і політропно стискає його до стану 2. До даного стану віднесена температура в кінці стиснення  $T_2$  на ординаті. У зоні зняття перегріву в конденсаторі холодоагент у вигляді перегрітої пари спочатку охолоджується по ізобарі (процес 2 – 2') до температури в кінці стиснення, далі в точці 2'' до температури в кінці стиснення сухої насиченої пари з переходом до точки 2''' на правій прикордонній кривій.

Від точки 2''' сухий насичений пар потрапляє в зону конденсації в конденсаторі і при  $P_c$  і  $t_c=const$  до точки 3' на лівій прикордонній кривій, де повністю конденсується.

Як видно з технологічної схеми, знову перетворений в рідину холодоагент протікає потім через регенеративний теплообмінник, де проходить потік рідини переохолоджується під дією зворотного потоку всмоктуваного газу (процес 3'-3). Це призводить до зростання питомої холодопродуктивності  $q_0$  на розмір площі 4'-4-S<sub>2</sub>-S<sub>3</sub>-4'. Але при цьому одночасно відбувається перегрів всмоктуваного газу, так що температура на вході в компресор переміщається з 1' до 1 в перегріву зону.

При зміні стану з 3' на 3 при  $P_c = const$  і з 1' на 1 при  $P_0 = const$  мають місце однакові різниці ентальпій.

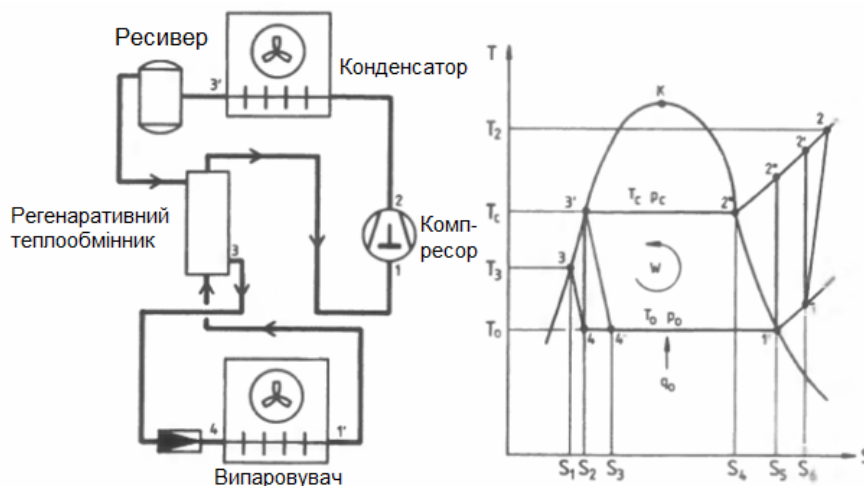


Рисунок 4 – Дійсний цикл в  $T, S$ -діаграмі

Збільшення площали  $w_i$  як показника досконалої роботи пояснюється наявністю втрат в процесах стиснення і дроселювання (і той і інший викликають незворотні зміни стану). Поліпшення холодильного коефіцієнта ( $\epsilon_{ts}$ ) може бути досягнуто за рахунок переохолодження рідкого холодоагенту.

При порівнянні дійсного циклу з теоретичним, а також з ідеальний циклом Карно отримуємо такі холодильні коефіцієнти:

– цикл Карно без втрат; не залежить від холодоагенту, визначається тільки значеннями  $T_0$  та  $T_c$ :

$$\epsilon_{sa} = \frac{T_0}{T_c - T_0} = \epsilon_{max};$$

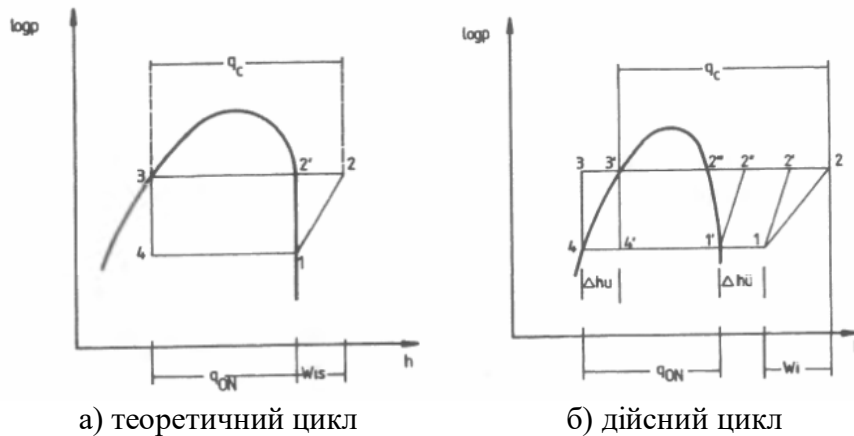
– теоретичний цикл з втратами, зумовленими дроселюванням, ізоентропне стиснення сухої насиченої пари:

$$\epsilon_{ts} = \frac{q_0}{\omega_{is}};$$

– дійсний цикл з втратами, зумовленими дроселюванням, політропне стиснення перегрітої пари, переохолодження рідкого холодоагенту:

$$\epsilon_{ts} = \frac{q_0}{\omega_i}.$$

Теоретичний і дійсний цикли в  $lgP, h$ -діаграмі. На рисунку 5 показано теоретичний і дійсний цикли в  $lgP, h$ -діаграмі.



а) теоретичний цикл  
б) дійсний цикл  
Рисунок 5 – Теоретичний і дійсний цикли в  $IgP, h$ -діаграмі

У діаграмі  $T, S$  (температура-ентропія) кількість теплоти, що підводиться і, відповідно, що відводиться визначається за допомогою площ, розташованих під лініями процесів.

Однак в практичних розрахунках перевага віддається  $IgP, h$ -діаграмі, що дозволяє визначати кількість теплоти, що підводиться і відводиться відрізками на осі ентальпії ( $h$ ). На рисунку 5 представлені в діаграмі  $IgP, h$  цикли, що розглядаються, де значення питомої холодопродуктивності  $q_{0n} = h_1 - h_4$ , а робота циклу  $w_i = i_1 - i_2$ .

Вибір параметрів холодильного компресорного агрегату Серед випарників з повітрям, що підводиться, слід розрізняти повітроохолоджувачі з природною циркуляцією (статичні охолоджувачі для так званого «спокійного охолодження») і повітроохолоджувачі з примусовою циркуляцією повітря.

Серед останніх більш 80% становлять так звані інжекторні (всмоктувальні) випарники високої продуктивності (з одним або декількома вентиляторами на передній стороні), до переваг яких можна віднести наступне:

- вентилятори знаходяться під постійним контролем оператора установки;
- монтаж на передній стороні значно полегшує роботи з техобслуговування;
- поперечний переріз обдування батареї, на відміну від нагнітає випарника з вентилятором, змонтованим на задній квадратної стороні корпусу, може бути виконано прямокутної форми (співвідношення сторін 1: 1,7).

З метою поліпшення подачі повітря в виконаннях зі всмоктуванням захисна решітка вентилятора, крім власне захисту, виконує ще й функцію вирівнювання повітряного потоку.

Безсумнівною перевагою такої конструкції є також те, що первинне повітря виходить з випарника у вигляді прямоспрямованого і сфокусованого потоку при одночасному зниженні температури обмотки двигуна приблизно на 20 К.

Між даними холодопродуктивності випарника, температурою холодильної камери, температурою всмоктуваного повітря, різницею температур  $\Delta T$ , з одного боку, і розрахунком холодильного компресора, з іншого боку, існує певний зв'язок. Необхідно вибрати компресор з такою ж холодопродуктивністю і такою ж температурою кипіння – для забезпечення рівноваги відповідних характеристик випарника і компресора.

На рисунку 6 наведені діаграми області застосування компресорів для холодоагентів R404/R507, R134a і R407C. Вони покликані допомогти прийняти рішення щодо вибору тих чи інших приводних двигунів, можливо, необхідного додаткового охолодження і обмежених температур всмоктуваного газу [3].

Таблиці параметрів холодильних компресорів і пов'язані з ним діаграми містять дані холодопродуктивності, споживання потужності і електричного струму.

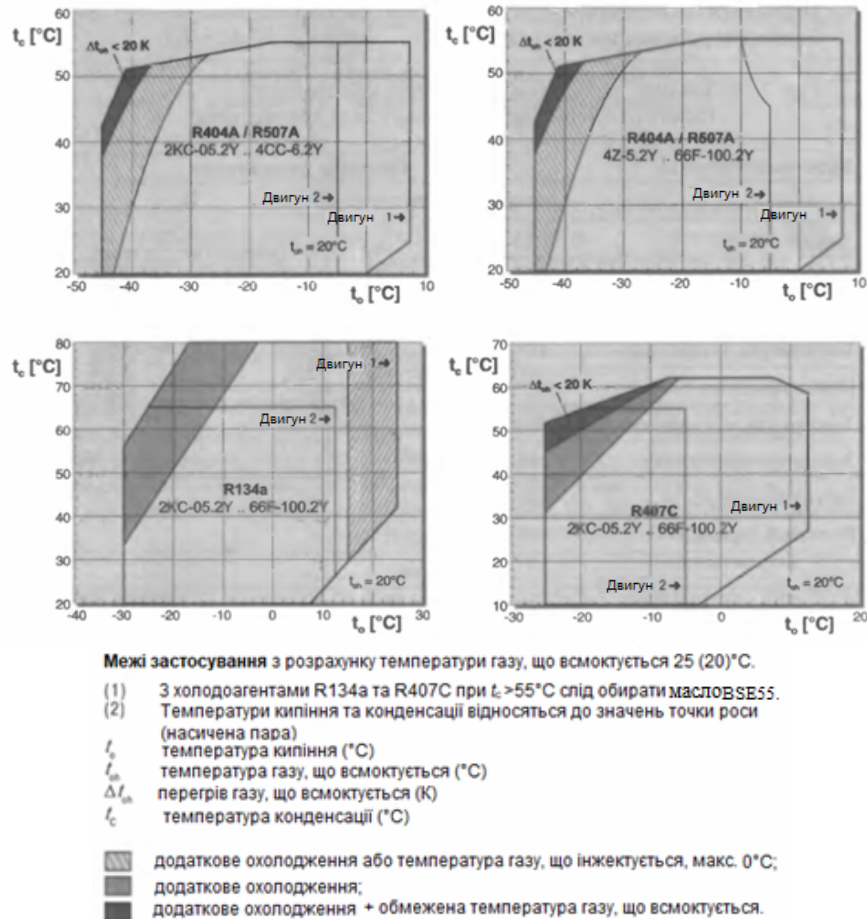


Рисунок 6 – Области застосування компресорів для холодоагентів R404/R507, R134a і R407C

Продуктивність конденсатора можна обчислити шляхом складання значень холодопродуктивності і споживаної потужності [1].

Всі наведені показники відносяться до температури всмоктуваного газу  $20^\circ\text{C}$ , без переохолодження рідини [3].

Охолодження компресора характеризується як добуток об'ємної витрати холодоагенту, що реалізується через компресор і різниці питомих ентальпій – холодоагенту на вході в компресор і насиченою рідини. Холодоагент на вході в компресор перегрітий до вказаного значення ( $+20^\circ\text{C}$ ) вище точки роси на стороні всмоктування.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Брайдерт Г. Й. Проектирование холодильных установок Расчеты, параметры, примеры / Пер. с нем. Л. Н. Казанцевой. М. : Термокул, Техносфера, 2006. 336 с.
2. Венгер К. П., Выгодин В. А. Машинная и безмашинная системы хладоснабжения для быстрого замораживания пищевых продуктов. М. : Узоречье 1999. 144 с.
3. Мальгина С. В. Холодильные машины и установки. М. : Пищевая промышленность, 2000. 592 с.

**Науковий керівник:** Аллаxверанов Рауф Юсіфович, к.т.н., доцент кафедри КІТАМ Харківського національного університета радіоелектроніки.