

## **ВИВЧЕННЯ РОБОТИ Й ХАРАКТЕРИСТИК ПАРОВОЇ КОМПРЕСІЙНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ**

**Мета роботи** – вивчення будови і принципу дії парової компресійної холодинної машини, її термодинамічних, конструкційних і технологічних характеристик.

### **Основні теоретичні відомості**

У деяких виробництвах процеси абсорбції, кристалізації, вакуумної сублімації, низькотемпературної ректифікації перебігають при температурах, значно нижчих від температури навколишнього середовища, що досягається штучним охолодженням. Таке охолодження широко використовується також у сховищах харчових продуктів, у медицині, приладобудуванні, ракетній техніці, при заморожуванні ґрунтів у будівництві мостів, тунелів, гребель і шахт.

Основними способами одержання холоду є:

- Випар низькокиплячих рідин.
- Розширення стиснених газів у розширювальній машині (детандері).

При цьому газ робить зовнішню роботу за рахунок зменшення своєї внутрішньої енергії, внаслідок чого температура його знижується.

- Дроселювання стиснених газів і пари – розширення газу при проходженні через звужений отвір або перегородку. Розширення відбувається без здійснення зовнішньої роботи.

Умовно розрізняють помірне (до мінус 100 °С) і глибоке охолодження (від мінус 100 °С и нижче). Істотна відмінність між процесами помірного і глибокого охолодження полягає в тому, що в першому випадку стиснені до відповідного тиску газу або пари конденсуються, віддаючи тепло навколишньому середовищу; у другому випадку для їхньої конденсації необхідно проводити їхнє охолодження до температур більш низьких, ніж температура навколишнього середовища.

Для одержання помірного холоду використовують компресійні, абсорбційні і пароежекторні установки, у яких низькі температури досягаються випаром низькокиплячих рідин.

## Термодинамічні основи одержання штучного холоду

Відповідно до другого закону термодинаміки, передача тепла від менш нагрітого тіла до більше нагрітого, відбувається тільки у випадку додаткової витрати енергії ззовні.

На практиці одержання холоду засноване на тому, що холодильний агент робить круговий процес (цикл), на який витрачається робота, що перетворюється в тепло і передається більш нагрітому тілу.

Ідеальним холодильним циклом є зворотний цикл Карно (рис. 2.11).

На цьому рисунку процес 1–2 – адіабатне стиснення ( $S = \text{const}$ ) пароподібного холодоагенту зі зміною температур від  $T_0$  до  $T_1$ ; процес 2–3 – конденсація пари холодоагенту ( $T = \text{const}$ ); процес 3–4 – адіабатне розширення сконденсованого (рідкого) холодоагенту; процес 4–1 – випар холодоагенту ( $T = \text{const}$ ).

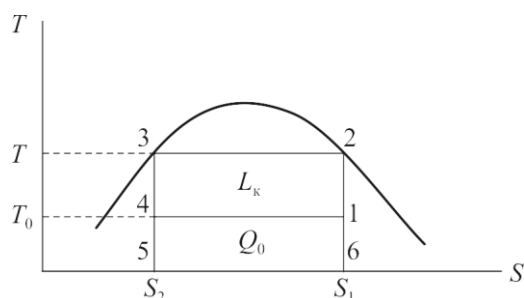


Рисунок 2.11 – Ентропійна діаграма зворотного циклу Карно

Такий цикл дозволяє забезпечити сталість загальної ентропії системи  $S$ . Інакше кажучи, якщо в процесі випаровування (4–1) ентропія зростає від  $S_2$  до  $S_1$  за рахунок прийнятого тепла, то в процесі конденсації (2–3) вона убыває на таку ж величину за рахунок теплоти, що віддається навколишньому середовищу. На рис. 2.11 площа фігури 1–2–3–4 дорівнює зовнішній роботі,  $L_k$ :

$$L_k = (T - T_0) \cdot (S_1 - S_2), \quad (2.44)$$

де  $L_k$  – робота, витрачена на стиснення холодоагенту, Дж.

Площа фігури 6–1–4–5 еквівалентна холодопродуктивності  $Q_0$ :

$$Q_0 = T_0 \cdot (S_1 - S_2), \quad (2.45)$$

де  $Q_0$  – кількість тепла, віднятого холодоагентом, або холодопродуктивність циклу, Дж.

Площа фігури 6–2–3–5 дорівнює  $Q$ :

$$Q = T(S_1 - S_2). \quad (2.46)$$

З іншого боку

$$Q = L_k + Q_0 \quad (2.47)$$

або

$$Q = (T - T_0)(S_1 - S_2) + T_0(S_1 - S_2), \quad (2.48)$$

де  $Q$  – теплота, віддана навколишньому середовищу, Дж.

Рівняння (2.37) і (2.38) являють собою тепловий баланс холодильної машини. При цьому співвідношення між доданками балансу являє собою ступінь використання механічної роботи і називається холодильним коефіцієнтом  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{L_K} = \frac{Q_0}{Q - Q_0}.$$

Звідси для зворотного циклу Карно маємо

$$\varepsilon_K = \frac{T_0(S_1 - S_2)}{T(S_1 - S_2) - T_0(S_1 - S_2)} = \frac{T_0}{T - T_0}. \quad (2.49)$$

Таким чином, холодильний коефіцієнт зворотного циклу Карно залежить від температур випаровування і конденсації, але не залежить від природи холодоагенту.

Основою компресійного способу одержання низьких температур є здатність пружних рідин акумулювати енергію стиснення і, відповідно до закону газового стану, значно змінювати температуру зі зміною тиску. При цьому на кожну одиницю зміни тиску доводиться зовсім певна зміна температури, яка визначається, зокрема, рівнянням

$$T_2 = T_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (2.50)$$

де  $T_1$  й  $T_2$  – температури до і після стиснення, К;  $p_1$  і  $p_2$  – тиск до і після стиснення, Па;  $k$  – показник адіабати ( $k = \frac{C_p}{C_v}$  – для даної речовини).

При політропному процесі місце показника адіабати  $k$  займає показник політропи  $m$ .

З рівняння (2.50) виходить, що якщо стиснутий газ, що розігрівся до температури  $T_2$ , охудити при постійному тиску  $p_2$  до температури  $T_1$ , то при наступному розширенні до тиску  $p_1$  він змінить свою температуру до значення  $T_0 < T_1$ . Так, при адіабатному стисненні повітря з атмосферним тиском і температурою 293 К до тиску  $p_2 = 0,5$  МПа, його температура складе 403 К або 130 °С. Якщо стиснене повітря охудити до температури  $T_1 = 293$  К (20 °С), то відповідно до рівняння (2.50) його температура, після

розширення до початкового тиску, складе  $T_0 = 215 \text{ K}$  ( $-58 \text{ }^\circ\text{C}$ ) і воно може відігравати роль охолоджувача.

Ці загальні міркування визначають принципову будову холодильної машини:

- компресор для стиснення газу;
- теплообмінник для охолодження стисненого газу;
- розширювач для охолодженого газу;
- теплообмінник для охолодження якої-небудь речовини розширеним холодним газом.

У реальній холодильній машині неможливо реалізувати процес розширення за постійної ентропії внаслідок незворотних теплових втрат. Тому замість нього здійснюють дроселювання – незворотний ізентальпійний процес розширення. Процес стиснення більшою мірою наближається до адіабатного і з термодинамічної точки зору є більш вигідним. Практично застосовують сухий процес стиснення, тому що при вологому процесі через інтенсивний теплообмін між стінками циліндра і вологою парою відбувається швидкий випар холодоагенту і осушення його пари, що викликає погіршення наповнення циліндра компресора, зменшення його об'ємного коефіцієнта і, отже, падіння холодопродуктивності машини. Крім того, охолодження в конденсаторі відбувається при досить значній різниці температур холодоагенту і середовища, що охолоджується (у промислових холодильних машинах ця різниця температур досягає  $10 \text{ K}$ , у зв'язку з чим можна додатково переохолодити на  $5\div 8 \text{ K}$  рідкий холодоагент після конденсатора, що додатково підвищить холодопродуктивність установки.

Таким чином, дійсний цикл компресійної холодильної установки відрізняється від ідеального циклу Карно, в основному, таким:

- 1) замість детандера, внаслідок складності його конструкції використовують дросельний вентиль;
- 2) стиснення холодоагенту відбувається не в області вологої пари, а в області перегрітої пари;
- 3) конденсацію пари в більшості випадків доповнюють переохолодженням конденсату.

Схема дійсного циклу в компресійній холодильній установці наведена на рис. 2.12.

На цьому рисунку процес  $1-2$  – адіабатне стиснення у компресорі; процес  $2-3$  – охолодження стиснутого холодоагенту в конденсаторі до

температури конденсації; процес 3–4 – конденсація холодоагенту в конденсаторі; процес 4–5 – переохолодження зрідженого холодоагенту у конденсаторі; процес 5–6 – дроселювання холодоагенту; процес 6–1 – випар холодоагенту у випарнику.

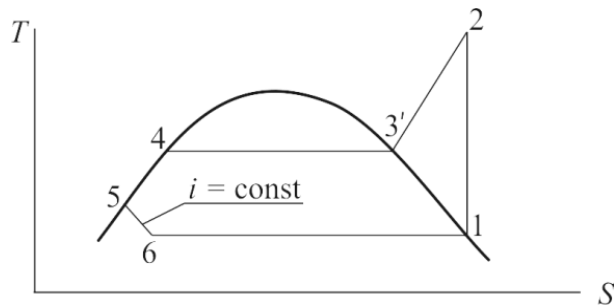


Рисунок 2.12 – Зображення сухого реального циклу компресійної холодильної машини з переохолодженням конденсату

Графічне зображення циклу компресійної холодильної машини на діаграмі  $T - S$  (або  $p - I$ ), за результатами виміру основних параметрів холодоагенту (наприклад,  $T$  або  $P$ ) у характерних точках циклу, дозволяє визначити основні термодинамічні і технологічні характеристики холодильної установки.

Питома холодопродуктивність машини, Дж/кг,

$$q_0 = i_1 - i_4. \quad (2.51)$$

Повна холодопродуктивність, Вт,

$$Q_0 = q_0 G, \quad (2.52)$$

де  $G$  – витрата холодоагенту, що циркулює установкою, кг/с.

Питома робота, що витрачена у компресорі, Дж/кг,

$$l = i_2 - i_1. \quad (2.53)$$

Повна витрачена робота, Дж,

$$L = lG. \quad (2.54)$$

Холодильний коефіцієнт машини

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{L} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1}. \quad (2.55)$$

Для тих самих температурних умов і для певного холодоагенту холодопродуктивність визначається продуктивністю компресора, частотою обертів двигуна, ККД та іншими параметрами. Холодопродуктивність тієї самої компресійної холодильної машини змінюється залежно від теплоти, що надходить вступник до випарника.

Холодопродуктивність одноступінчастого компресора (Вт) заданих розмірів

$$Q_0 = \lambda V q_v, \quad (2.56)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт подачі;  $V$  – об'єм, описуваний поршнем, м<sup>3</sup>/год;  $q_v$  – об'ємна холодопродуктивність, Дж/м<sup>3</sup>.

$$V = FS n / 60, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.57)$$

де  $F$  – площа поперечного перерізу циліндра, м<sup>2</sup>;  $S$  – довжина ходу поршня, м;  $n$  – частота обертів вала, хв<sup>-1</sup>;

$$q_v = \frac{q_0}{v_x}, \quad (2.58)$$

де  $v_x$  – питомий об'єм пари холодоагенту за умов всмоктування (визначається з рівняння стану ідеального газу), м<sup>3</sup>/кг.

Значення  $q_0$  для різних холодоагентів залежно від температури випаровування і температури переохолодження наводяться у довідковій літературі. Там же, звичайно, вказуються орієнтовні значення  $q_0$ , залежно від тиску конденсації та випаровування.

Звичайно номінальну холодопродуктивність компресійних холодильних машин визначають величиною, віднесеною до цілком певних умов. За такі умови беруть так називані «стандартні» температурні умови:

- температуру випаровування  $t_{\text{вип}} = -15 \text{ }^\circ\text{C}$ ,
- температуру конденсації  $t_{\text{к}} = +30 \text{ }^\circ\text{C}$ ,
- температуру переохолодження  $t_{\text{пер}} = +25 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Фактична холодопродуктивність при заданих температурних умовах буде тим менша, чим нижча температура випаровування, за якої холодоагент віднімає тепло від середовища, що охолоджується, і чим вища температура конденсації і температура переохолодження:

$$Q_0 = Q_{\text{ст}} \frac{Q_V \lambda}{Q_{V_{\text{ст}}} \lambda_{\text{ст}}}. \quad (2.59)$$

Аналіз теплофізичних процесів, що відбуваються в кожному з апаратів холодильної установки окремо, указує на те, що як робоче тіло (холодоагент) доцільно використовувати пари рідин, що мають температуру кипіння при атмосферному тиску нижче 0 °С і таку температуру конденсації пари, при помірних ступенях стиснення, що забезпечують віддачу тепла навколишньому середовищу. До них умовно можна віднести рідини, температура кипіння яких при атмосферному тиску становить (250 – 210) К, а

температура конденсації при прийнятних тисках (0,8 – 1,2) МПа становить (330 – 310) К.

Крім того, до холодоагентів висувають такі вимоги:

1) більша прихована теплота паротворення (це дає можливість зменшити кількість циркулюючого холодоагента);

2) невеликий питомий об'єм пари при температурі випаровування й відповідному до нього тиску;

3) не викликати швидкого руйнування частин холодильної машини, а також діяти шкідливо на здоров'я обслуговуючого персоналу у випадку проникнення пари у робоче приміщення;

4) бути доступними для одержання в необхідних кількостях при невисокій вартості.

На практиці найпоширенішими холодоагентами є: аміак, вуглекислота, сірчистий газ, хлористий метил і фреони (фторхлоропохідні метану –  $\text{CCl}_3$ , хладон (фреон)–12 –  $\text{CCl}_2\text{F}_2$ , хладон (фреон)–22 –  $\text{CHCl}_2$ ).

### **Опис установки**

Установка (рис. 2.13) має поршневий компресор 1, розміщений у герметичній капсулі 2, конденсатор 3 з повітряним охолодженням, вентилятор 4 для охолодження конденсатора, дросельний голчастий вентиль 5, холодильну камеру – випарник 6 з тепловим генератором 7 для зміни теплового навантаження.

Установка оснащена регулятором теплового навантаження 8, чотири манометрами 9–12, чотири термопарами 13–16, вольтметром 17 із цифровою індексацією типу ВК–2–20 для виміру ЕРС у термопарах і перемикачем 18. Термопари дублюються ртутними термометрами.

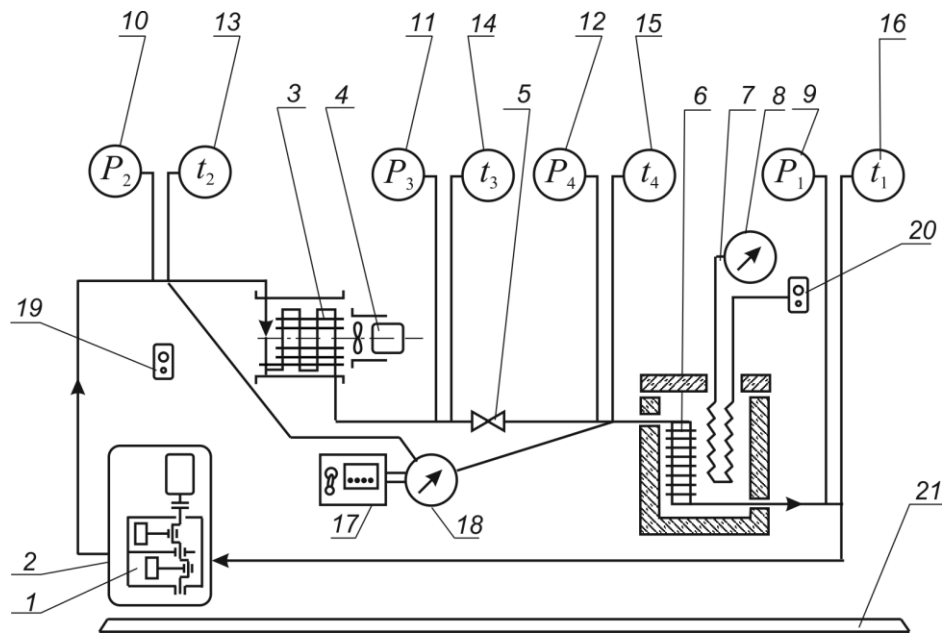


Рисунок 2.13 – Схема холодильної машини.

1 – компресор; 2 – капсула; 3 – конденсатор; 4 – вентилятор; 5 – дросель; 6 – випарник; 7 – тепловий генератор; 8 – регулятор теплового навантаження; 9...12 – манометри; 13...16 – термопари; 17 – вольтметр; 18 – перемикач; 19 – пускач привода компресора; 20 – вимикач теплового генератора; 21 – станина

Все устаткування змонтоване на станині 21, де встановлений пускач привода компресора 19 і вимикач теплового генератора 20.

Технічна характеристика холодильної машини:

Холодоагент – фреон-22	$\text{CHCl}_2$
Кількість циліндрів компресора	$z = 2$
Діаметр поршня	$d = 36 \text{ мм}$
Хід поршня	$S = 27 \text{ мм}$
Частка шкідливого простору	$\varepsilon_V = 5 \%$
Число обертів колінчатого вала	$n = 1440 \text{ хв}^{-1}$
Потужність електродвигуна	$N = 0,55 \text{ кВт}$
Поверхня теплообміну конденсаторів	$F_K = 4,4 \text{ м}^2$
Об'єм холодильної камери	$V_{\text{ХК}} = 20 \text{ л}$
Поверхня випарника	$F_{\text{Вип}} = 1,25 \text{ м}^2$
Діапазон зміни теплового навантаження	$Q_{\text{Вип}} = 0 - 270 \text{ Вт}$

### Методика виконання роботи

Перед початком виконання роботи прослухати інструктаж з експлуатації установки і техніки безпеки на робочому місці.



Одержати завдання і дозвіл на його виконання у викладача.

1. Побудувати на  $p - I$  діаграмі (рис. Д10) сухий цикл парової компресійної холодильної машини за «стандартних умов» у припущенні адіабатності стиснення та ізоентальпійності дроселювання.

Стандартні умови:

- температура випаровування  $t_1 = -15 \text{ }^\circ\text{C}$ ,
- температура конденсації  $t_3 = +30 \text{ }^\circ\text{C}$ ,
- температура переохолодження  $t_5 = +25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,
- ентропія  $S_1 = S_2$

За допомогою діаграми  $p - I$  визначити для стандартних умов:

- питому холодопродуктивність  $q_{oc}$ , Дж/кг:

$$q_{oc} = i_{1c} - i_{6c}; \quad (2.60)$$

- питому роботу стиснення  $l_c$ , Дж/кг:

$$l_c = i_{2c} - i_{1c}; \quad (2.61)$$

- питому теплоту, віддану в конденсаторі  $q_c$ , Дж/кг:

$$q_c = i_{2c} - i_{5c}; \quad (2.62)$$

- тиск пари холодоагенту до стиснення  $p_{1c}$ , Па;

- тиск пари холодоагенту після стиснення  $p_{2c}$ , Па;

- температуру пари після стиснення  $t_{2c}$ ,  $^\circ\text{C}$ ;

- обчислити холодильний коефіцієнт стандартного циклу  $\varepsilon_c$  за формулою

$$\varepsilon_c = \frac{q_{oc}}{l_c}. \quad (2.63)$$

Отримані результати внести у табл. 2.10.

Таблиця 2.10 – Результати експериментальних досліджень холодильної машини

	Тиск до стиснення $p_1$ , Па	Температура до стиснення $T_1$ , °C	Тиск після стиснення $p_2$ , Па	Температура після стиснення $T_2$ , °C	Тиск після конденсатора $p_4$ , Па	Температура після конденсатора $T_4$ , °C	Тиск після дроселя $p_6$ , Па	Температура після дроселя $T_6$ , °C	Питома холодопродуктивність $q_0$ , Дж/кг	Питома робота, $l$ , Дж/кг	Питома теплота віддана в конденсаторі $q$ , Дж/кг
Стандартний цикл											
Робочий цикл											
$Q_{и1} =$											
$Q_{и2} =$											
$Q_{и3} =$											
$Q_{и4} =$											

*Примітка.* При відсутності даних щодо температур в характерних точках циклу, побудови робочих циклів проводити за умов:

- цикл сухий;
- стиснення відбувається адіабатично ( $S_1 = S_2$ );
- конденсат холодоагенту переохолоджується на 5 °C.

2. Включити пускач 19 і вимикач 20. Через 5 хвилин регулятором 8 установити необхідне значення теплового навантаження.

Витримати 10 хвилин і зняти одночасно показання на всіх манометрах і термометрах установки. За допомогою вольтметра 17 і перемикача 18 зробити виміри ЕРС у характерних точках схеми. За графіком  $e = f(t)$  (див. рис. 2.2) визначити відповідні температури. За значеннями тисків і температур нанести характерні точки робочого циклу на  $p - I$  діаграму і визначити:

- питому холодопродуктивність робочого циклу  $q_{0p}$ , Дж/кг:

$$q_{0p} = i_{1p} - i_{6p}; \quad (2.64)$$

- питому роботу стиснення робочого циклу  $l_p$ , Дж/кг:

$$l_p = j_{2p} - j_{1p}; \quad (2.65)$$

- питому теплоту, віддану навколишньому середовищу  $q_p$ , Дж/кг:

$$q_p = j_{2p} - j_{5p}; \quad (2.66)$$

- обчислити холодильний коефіцієнт робочого циклу  $\varepsilon_p$ :

$$\varepsilon_p = \frac{q_{op}}{l_p} = \frac{j_{1p} - j_{6p}}{j_{2p} - j_{1p}}. \quad (2.67)$$

Значення вимірюваних і обчислених параметрів внести у табл. 2.10. Виміри, побудови і розрахунки повторити для чотирьох значень теплових навантажень  $Q_{вр}$ .

### Обробка дослідних даних

За даними табл. 2.10 зробити розрахунок конструктивних і технологічних характеристик реальної машини для стандартних і робочих умов.

1. Обчислити теоретичну об'ємну продуктивність компресора холодної машини  $V_T$ , м<sup>3</sup>/с:

$$V_T = 0,785d^2 Szn, \quad (2.68)$$

де  $d$  – діаметр поршня, м;  $S$  – довжина ходу поршня, м;  $z$  – кількість циліндрів;  $n$  – швидкість обертання вала, с<sup>-1</sup>.

2. Обчислити об'ємний коефіцієнт корисної дії компресора за стандартних умов  $\lambda_{0c}$  і робочих умов  $\lambda_{0p}$ :

$$\lambda_{0c} = 1 - \varepsilon_v \left[ \left( \frac{p_{2c}}{p_{1c}} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right]; \quad \lambda_{0p} = 1 - \varepsilon_v \cdot \left[ \left( \frac{p_{2p}}{p_{1p}} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right]. \quad (2.69)$$

Прийняти  $k = 1,15$ .

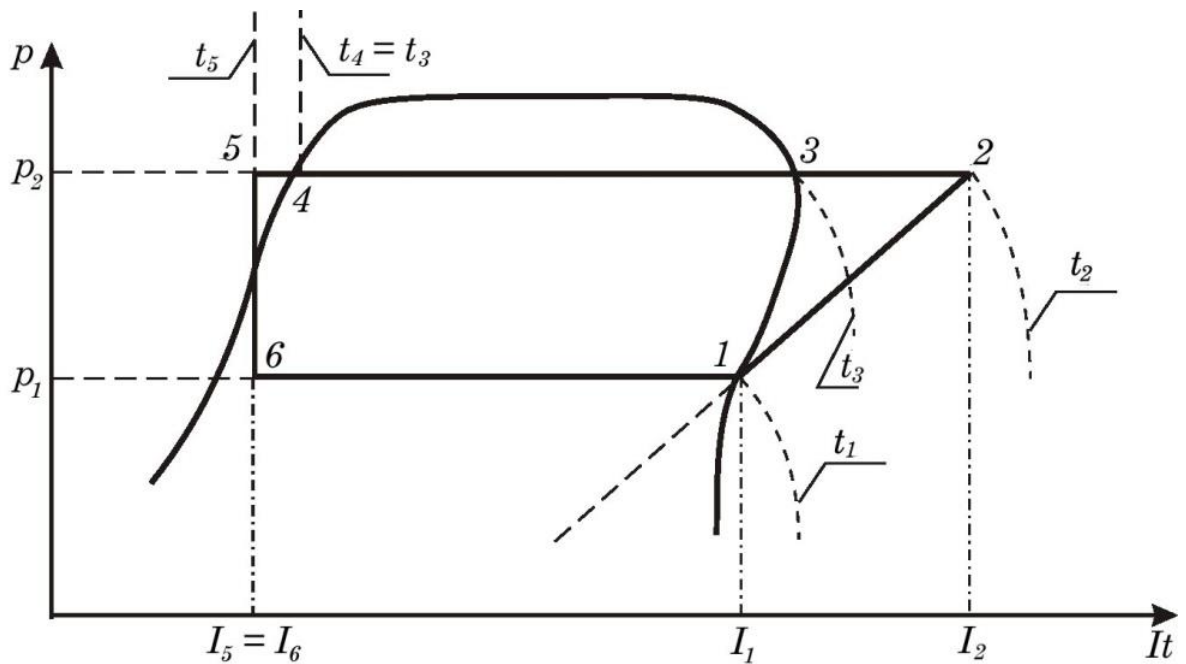


Рисунок 2.14 – Зображення циклу реальної холодильної машини на діаграмі

3. Обчислити об'ємну продуктивність компресора за умов всмоктування, м<sup>3</sup>/с

$$V_c = V_T \cdot \lambda_{0c}; \quad V_p = V_T \cdot \lambda_{0p}. \quad (2.70)$$

4. Обчислити густину всмоктуваної пари фреону-22 за стандартних і робочих умов всмоктування, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho_c = \frac{p_{1c} M}{R_0 T_{1c}}; \quad \rho_p = \frac{p_{1p} M}{R_0 T_{1p}}, \quad (2.71)$$

де  $R_0 = 8314$  Дж/(кмоль·К).

5. Обчислити кількість холодоагенту  $G$ , що циркулює в робочому об'ємі холодильної машини, кг/с:

$$G = V_c \rho_c; \quad G_p = V_p \rho_p. \quad (2.72)$$

6. Обчислити холодопродуктивність машини  $Q_0$ , Вт:

$$Q_{0c} = G_c q_{0c}; \quad Q_{0p} = G_p q_{0p}. \quad (2.73)$$

7. Обчислити теоретичну потужність  $N_T$  машини, Вт:

$$N_{Tc} = \frac{Q_{0c}}{\varepsilon_c}; \quad N_{Tp} = \frac{Q_{0p}}{\varepsilon_p}. \quad (2.74)$$

8. Обчислити відносний холодильний коефіцієнт машини  $\varphi$ , %:

$$\varphi = \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_c} \cdot 100\%. \quad (2.75)$$

9. Обчислити термодинамічний ККД реального циклу  $\eta$ :

$$\eta = \frac{\varepsilon_p}{\varepsilon_k}. \quad (2.76)$$

### Питання для самоконтролю

1. У чому полягає принцип компресійного способу одержання низьких температур?
2. Які речовини теоретично можуть бути використані як холодоагенти у компресійних холодильних машинах?
3. Які властивості повинні мати холодоагенти, що використовуються у реальних холодильних машинах?
4. У чому полягає основна різниця між ідеальними й дійсними циклами холодильної машини?
5. Який термодинамічний процес стиснення кращий у компресорі холодильної машини й чому?
6. Які зміни агрегатного стану має холодоагент при циркуляції контуром холодильної машини? Продемонструйте ці зміни на  $p - I$  або  $T - S$  діаграмі.
7. Яка економічна характеристика процесу дроселювання в холодильній машині?
8. Чи можлива утилізація енергії розширення стисненої пари холодоагенту у холодильній машині?
9. Визначення поняття «холодильний коефіцієнт».
10. Наведіть зображення на діаграмі  $T-S$  теоретичного та різних дійсних циклів компресійної парової холодильної машини. Поясніть суть розходжень.