

Міністерство освіти і науки України  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ "ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА"  
Інститут хімічних технологій та фармацевтики

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
до курсової роботи з курсу  
**"Енерготехнологія хіміко-технологічних процесів"**  
для здобувачів вищої освіти за спеціальністю  
161 – Хімічні технології та інженерія

Затверджено на засіданні кафедри ХТ  
Протокол № 1 від 04.01.2022 р.

Одеса: ОП, 2022

Методичні вказівки до курсової роботи з курсу "Енерготехнологія хіміко-технологічних процесів" для здобувачів вищої освіти за спеціальністю 161 – Хімічні технології та інженерія / Уклад.: Л.В. Іванченко, В.Я. Кожухар, Л.В. Тимошевська, Нац. ун-т "Одеська політехніка". – Одеса, 2022. – 27 с

Укладачі: Іванченко Л.В., к.т.н, доцент,  
Кожухар В.Я., д.т.н., професор,  
Тимошевська Л.В., к.т.н.

*Л.В. Іванченко, В.Я. Кожухар, Л.В. Тимошевська.* **Методичні вказівки до курсової роботи з курсу "Енерготехнологія хіміко-технологічних процесів"**. В методичних вказівках наведено алгоритм та приклад виконання курсової роботи, метою якої є поглиблення теоретичних питань з теми "Холодогенеруючі установки у хімічної технології", здобуття практичних навиків розрахунку і складання зворотного циклу парокомпресійних холодильних установок. Методичні вказівки призначено для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за спеціальністю 161 – Хімічні технології та інженерія.

## ЗМІСТ

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ .....	3
ЗАВДАННЯ ДО РОЗРАХУНКУ .....	3
1 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ .....	4
2 СХЕМА ПАРОКОМПРЕСІЙНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ.....	5
3 ЕНЕРГЕТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК УСТАНОВКИ .....	7
3.1 Побудування термодинамічного циклу установки.....	7
3.2 Розрахунок енергетичних параметрів елементів установки.....	9
3.3 Розрахунок енергетичного ККД .....	12
4 ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ УСТАНОВКИ .....	12
4.1 Розрахунок ексергії робочого агента .....	13
4.2 Визначення питомих витрат ексергії .....	13
5 ДОБІР ХОЛОДИЛЬНОГО УСТАТКУВАННЯ .....	16
5.1 Добір холодильного компресора .....	16
5.2 Розрахунок і добір випарника.....	20
5.3 Розрахунок і добір конденсатора.....	21
5.4 Підбір допоміжного обладнання .....	22
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	23
ДОДАТКИ .....	24

## ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Курсова робота присвячена розрахунку парокомпресійної холодильної установки. Застосування холоду в хімічній промисловості диктується необхідністю підтримувати оптимальні умови здійснення екзотермічних реакцій, конденсації газів, кристалізації розчинів, газоочищення, сублімаційної сушки і т.п.

Штучний холод, отриманий за допомогою холодильних пристроїв, дає змогу забезпечити заданий рівень виходу готових продуктів, незалежно від кліматичних та погодних умов.

Створення холодильної установки для задоволення потреб хімічної технології повинно ґрунтуватися на вибиранні оптимальної схеми установки, підбиранні холодоагенту з урахуванням певної холодопродуктивності та температури тепловіддавача. Холодильна установка повинна забезпечувати задану холодопродуктивність та рівень температури в виконавчому органі за мінімальних капітальних та експлуатаційних витрат. Тому розрахунок установки повинен вмещувати раціональний вибір загальної схеми установки, термодинамічні розрахунки продуктивності окремих елементів, урахування втрат та прийняття заходів по їх зменшенню, виявлення ймовірних вторинних терморесурсів та їх утилізацію. Тільки після проведення ексергетичного аналізу здійснюється вибір елементів установки, які найбільш сприяють даним умовам.

Оформлення розрахунково-пояснювальної записки повинне відповідати нормам єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД).

Записку виконують на установленого формату А4 машинним способом через 1,5 інтервали. Об'єм розрахунково-пояснювальної записки – 25...30 сторінок.

Необхідно звернути увагу на правильне позначення розділів і підрозділів, формул, таблиць, ілюстрацій, посилань на використану літературу.

Усі заголовки розділів, підрозділів, пунктів позначають арабськими цифрами. Розділи необхідно починати з нової сторінки. Для формул, таблиць і ілюстрацій рекомендується нумерація усередині кожного розділу індексами з двох цифр через крапку.

Ілюстрації і таблиці розташовують відразу після їхнього згадування в тексті. Ілюстрації повинні мати назву і позначення з номером, наприклад, "Рис. 2.1", що поміщають під рисунком і підписом. Таблиці також повинні мати назву (безпосередньо над нею) і номер, наприклад "Таблиця 1.4".

Формули розміщують у центрі листа. Значення символів і чисельних коефіцієнтів, що входять у формулу, приводять під ними. Їх дають з нового рядка в тій послідовності, у якій вони представлені у формулі. Перший рядок розшифровування починають зі слова "де". Усі формули мають наскрізну нумерацію з правої сторони листа арабськими цифрами в круглих дужках.

## ЗАВДАННЯ ДО РОЗРАХУНКУ

1. Розрахувати парокомпресійну холодильну установку за умовами, які наведено у табл. 1. Виконати необхідні термодинамічні розрахунки. Побудувати цикл холодильної установки в координатах  $T - S$ ,  $H - S$ ,  $E - H$ .

3. Побудувати графіки зміни температур потоків у випарнику, конденсаторі і охолоджувачі.

4. Провести ексергетичний аналіз установки та надати рекомендації зі зниження втрат на незворотність в її елементах.

5. Згідно з розрахунками виконати підбір холодильного компресора, випарника та конденсатора.

Таблиця 1 – Дані для розрахунку холодильної установки

№	Температура розсолу в випарнику		Температура води в конденсаторі		Температура артезіанської води на вході, $t_{a1}$ , °C	Витрата артезіанської води, $G_a$ , кг / с	Холодопродуктивність установки, $Q_0$ , кВт	Холодоагент
	вхід, $t_{н1}$ , °C	вихід, $t_{н2}$ , °C	вхід, $t_{в1}$ , °C	вихід, $t_{в2}$ , °C				
1	-12	-20	20	30	10	1,8	550	аміак
2	-14	-24	19	29	11	1,6	520	аміак
3	-16	-26	18	28	12	1,9	57	фреон-12
4	-20	-29	20	30	13	2,0	560	аміак
5	-18	-28	21	31	10	1,7	60	фреон-12
6	-12	-22	19	30	11	1,5	62	фреон-12
7	-22	-31	18	29	12	1,8	55	фреон-12
8	-15	-25	20	31	13	1,9	550	аміак
9	-19	-27	19	32	10	1,7	68	фреон-12
10	-14	-24	21	30	11	2,0	540	аміак
11	-18	-27	17	28	13	1,9	54	фреон-12
12	-12	-23	18	27	12	1,8	580	аміак
13	-22	-33	19	30	10	1,7	70	фреон-12
14	-15	-24	20	31	9	1,6	600	аміак
15	-19	-28	21	30	10	1,7	56	фреон-12
16	-14	-22	22	31	14	1,9	530	аміак
17	-18	-26	21	32	12	1,8	610	аміак
18	-12	-20	20	29	10	2,0	68	фреон-12
19	-22	-33	19	28	11	1,7	600	аміак
20	-15	-27	18	27	12	2,1	59	фреон-12

## 1 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

За типом холодоагенту холодильні установки підрозділяються на 2 основні групи:

1. Газові (повітряні) холодильні установки, в яких холодоагентом є повітря, що знаходиться в стані, далекому від лінії насичення.

2. Парові холодильні установки, в яких використовується як холодоагент пара різних речовин, що характеризуються низькою температурою кипіння (аміак, фреон, карбон(IV) оксид).

Парові холодильні установки підрозділяються на парокompресійні, пароежекторні та абсорбційні.

Окрему групу складають термоелектричні холодильні установки, принцип дії яких ґрунтується на використуванні ефекту Пельтьє, а також установки, що ґрунтуються на ефекті Етінгсхаузена. У холодильних установках цього типу холодоагент відсутній. Холодильні установки, що працюють за температур нижче 120 К називаються криогенними.

Виробництво штучного холоду переважно визначається необхідною температурою охолодження. Умовно розглядають:

- помірне охолодження (діапазон температур від кімнатних до – 100 °C);
- глибоке охолодження (до температур нижче – 100 °C).

Для газових холодильних установок розрахунки показують низькі величини відносного холодильного коефіцієнта. Відносний холодильний коефіцієнт – це відношення холодильного коефіцієнта даного циклу до холодильного коефіцієнта зворотного циклу Карно. Крім того, унаслідок малої теплоємності повітря, теплота теж мала. Тому необхідний великий об'єм циркулюючого повітря і установка виходить громіздкою. Однак використання повітря як холодоагенту перспективне в установках з турбокомпресорами і турбодетандерами.

У хімічній технології часто використовують охолоджену воду з температурою 276...283 К, яку можна одержати або в пароежекторній або в абсорбційній холодильних установках. Ці установки дають змогу зекономити паливно-енергетичні ресурси, оскільки вони можуть використовувати вторинні енергоресурси.

Для одержання температур нижче 273 К використовуються парокомпресійні холодильні установки.

Парокомпресійна холодильна установка має значно більший холодильний коефіцієнт, ніж повітряна холодильна установка, також і холодопродуктивність. Тому є більш термодинамічно досконалою за невеликого температурного перепаду.

Як холодоагент в парокомпресійних холодильних установках використовують частіше всього аміак або фреон.

Фреони найбільш розповсюджені в сучасних компресійних холодильних установках. Вони хімічно стійкі, не токсичні, не взаємодіють з конструкційними матеріалами.

Аміак широко використовується в поршневіх компресійних установках. Основні переваги аміаку: малий питомий об'єм за температур випарювання в основній області його використання, велика теплота паровинеснення, легкість виявлення течії, незначна розчинність у маслі, не оказує корозійної дії на сталеві конструкції.

## 2 СХЕМА ПАРОКОМПРЕСІЙНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Відповідно до другого закону термодинаміки в основу холодильної установки покладено зворотний цикл, що здійснюється робочим тілом (холодоагентом) внаслідок дії зовнішніх сил.

Схему холодильної установки наведено на рис. 2.1. На схемі відзначено точки, що відповідають визначеним станам холодоагенту.

Силовим елементом установки є компресор *I*, який приводиться до руху за допомогою електродвигуна *VIII*. Холодоагент у вигляді сухої насиченої пари (т. 1) стискується в компресорі від тиску  $P_v$  (тиск випарювання) до  $P_k$  (тиск конденсації), при цьому температура підвищується з  $T_v$  до  $T_p$  і холодоагент переходить у стан перегрітої пари (т. 2).

У конденсаторі *II* перегріта пара охолоджується водою до температури конденсації  $T_k$ , що відповідає тиску  $P_k$  (т. 2'') і потім переходить у рідкий стан (т. 3) за цієї температури.

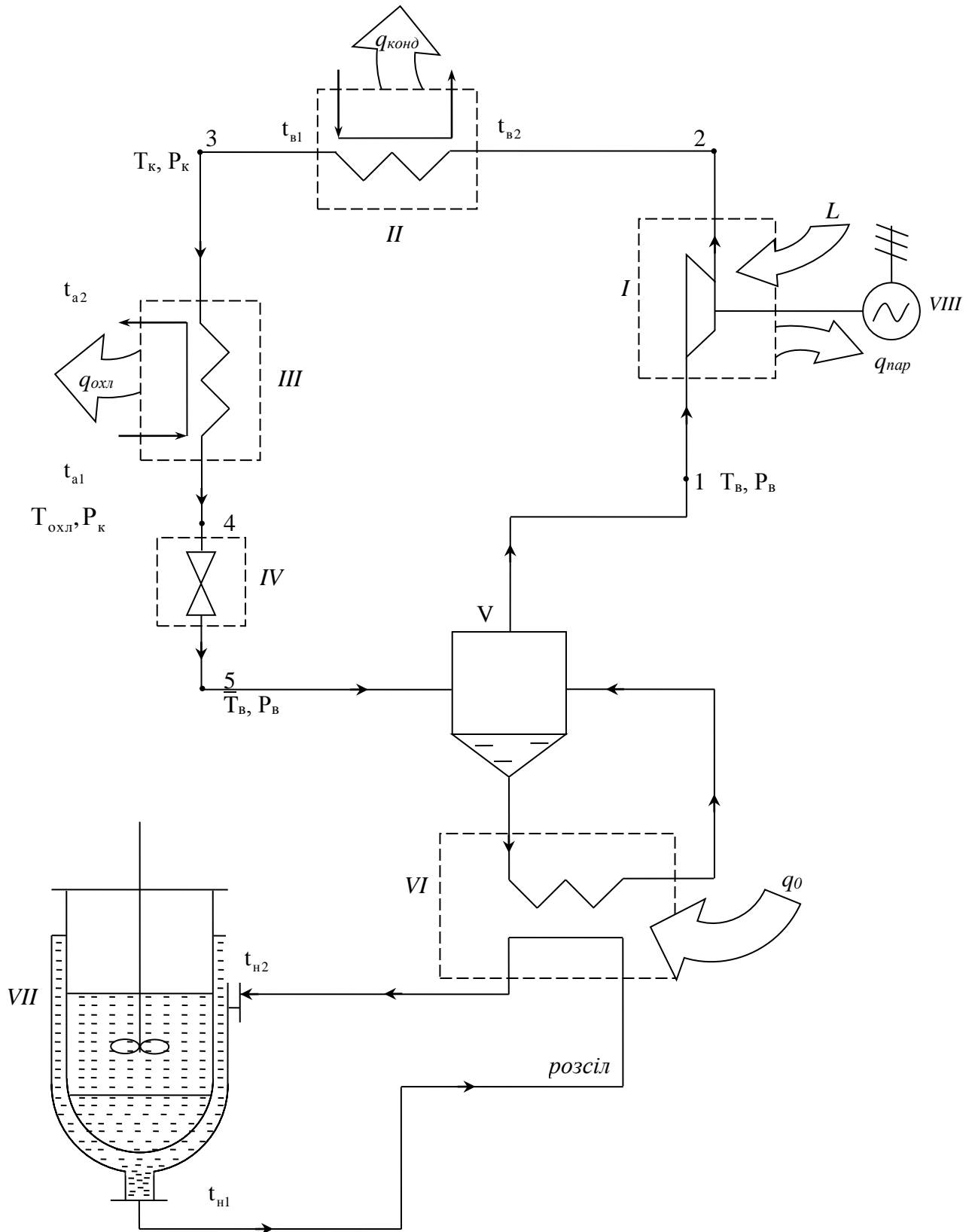
В охолоджувачі *III* рідкий холодоагент переохолоджується артезіанською водою (процес 3 – 4), після чого надходить у дросельний вентиль *IV*.

Процес дроселювання полягає у різкому зниженні тиску рідкого холодоагенту з тиску  $P_k$  до  $P_v$  внаслідок раптового розширення у дроселі. Розширення супроводжується внутрішнім охолодженням робочого тіла з температури  $T_k$  до  $T_v$  і частковим закипанням рідини, тобто утворюється волога насичена пара (т. 5).

З роздільника рідини від пари *V*, охолоджена рідина надходить у випарник *VI*, а частина робочого тіла, що випарилася, повертається в компресор.

Виконавчий орган холодильної установки – випарник *VI* являє собою теплообмінник, у якому теплота, яка необхідна для випарювання холодоагенту, відбирається від холодного джерела теплоти, яким є технологічний реактор *VII*.

У якості допоміжного теплоносія використовується незамерзаючий концентрований розчин солей типу  $CaCl_2$ , що циркулює в просторі між корпусом та сорочкою реактора та у випарнику. Рідкий холодоагент у випарнику цілком переходить у стан сухої насиченої пари за температури  $T_v$  і далі передається на вхід компресора. Цикл повторюється. Отже, корисну холодопродуктивність виконує тільки та частина робочого тіла, яка надходить у випарник у рідкому стані.



I – компресор; II – конденсатор; III – охолоджувач; IV – дросельний вентиль; V – віддільник рідини; VI – випарник; VII – технологічний реактор; VIII – електродвигун.

Рис. 2.1 – Схема парокompресійної холодильної установки

### 3 ЕНЕРГЕТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК УСТАНОВКИ

Розрахунок ґрунтується на побудуванні циклу холодильної установки внаслідок визначення параметрів робочого тіла на початку і кінці процесів, що складають цикл, тобто визначення координат, характерних точок циклу за допомогою діаграми стану [1].

Розглянемо порядок розрахунку на конкретному прикладі для таких вихідних даних:

холодильний агент – фреон-12;

холодопродуктивність –  $Q_0 = 75$  кВт;

температура розсолу у випарнику:

на вході –  $t_{н1} = -15$  °С;

на виході –  $t_{н2} = -28$  °С;

температура води в конденсаторі:

на вході –  $t_{в1} = 20$  °С;

на виході –  $t_{в2} = 29$  °С;

температура артезіанської води –  $t_{а1} = 12$  °С;

витрата артезіанської води –  $G_a = 2,0$  кг / с.

#### 3.1 Побудування термодинамічного циклу установки

Розрахункова температура конденсації обчислюється за формулою:

$$t_k = t_{в2} + \Delta t_k, \quad (3.1)$$

де  $t_{в2}$  – температура води на виході з конденсатору;

$\Delta t_k$  – кінцева різниця температур в конденсаторі; приймаємо  $\Delta t_k = 5$  °С.

Тоді температура конденсації буде дорівнювати:

$$t_k = 29 + 5 = 34 \text{ °С.}$$

Розрахункова температура випару обчислюється за формулою:

$$t_b = t_{н2} - \Delta t_b, \quad (3.2)$$

де  $t_{н2}$  – температура розсолу на виході з випарника;

$\Delta t_b$  – кінцева різниця температур в випарнику. Це значення визначає ефективність роботи установки. Чим вона менше, тим нижче втрати на незворотні процеси. Приймаємо  $\Delta t_b = 3$  °С.

Тоді температура випару буде дорівнювати:

$$t_b = -28 - 3 = -31 \text{ °С.}$$

Температура фреону-12 після охолодження артезіанською водою:

$$t_4 = t_3 - \Delta t_{ox}, \quad (3.3)$$

де  $t_3$  – температура фреону-12 на вході в охолоджувач. Згідно схеми установки в охолоджувач надходить фреону-12 у вигляді рідини за температури конденсації. Тобто  $t_3 = t_k = 34$  °С.

$\Delta t_{ox}$  – перепад температур рідкого фреону-12 в охолоджувачі. Задаємося  $\Delta t_{ox} = 10$  °С.

Тоді температура фреону-12 після охолоджувача буде дорівнювати:

$$t_4 = 34 - 10 = 24 \text{ °С.}$$

За знайденими температурами випару і конденсації за допомогою діаграми стану фреону-12 [1, 9] знаходимо тиск відповідно: у випарнику  $P_b = 0,1$  МПа, в конденсаторі  $P_k = 0,87$  МПа.

Цих відомостей достатньо для знаходження вузлових точок циклу, що знаходяться на лінії насичення, знаючі ступінь сухості робочого тіла ( $x$ ):

т. 1 ( $x = 1$ ) – холодоагент знаходиться у вигляді сухої насиченої пари, що надходить до компресора за температури випару  $t_b = -31$  °С; кінець випару – початок стиснення.

т. 2'' (x = 1) – холодоагент знаходиться у конденсаторі у вигляді сухої насиченої пари за температури конденсації  $t_k = 34$  °С; початок конденсації.

т. 3 (x = 0) – холодоагент знаходиться у вигляді рідини, що надходить до охолоджувача за температури конденсації  $t_k = 34$  °С; кінець конденсації – початок охолодження.

т. 4 (x = 0) – холодоагент знаходиться у вигляді переохолодженої рідини, що надходить до дросельного вентиля за температури  $t_4 = 24$  °С; кінець охолодження – початок дроселювання.

З метою побудування процесу стиснення задаємося внутрішнім відносним (індикаторним) ККД компресору:

$$\eta_i = 0,8. \quad (3.4)$$

Ідеальний процес стиснення описується ізоентропою  $S_1 = S_{2'}$ , де  $S_{2'}$  – ентропія в точці 2'. Точка 2' – це точка перетину ідеального адіабатного стиснення (перпендикуляр до осі S) із ізобарою  $P_k = 0,87$  МПа.

За діаграмою стану фреону знаходимо ентальпію перегрітої пари в т. 2':

$$h_{2'} = 599 \text{ кДж / кг.}$$

В міру визначення параметрів стану холодоагенту координати точок, що відображають ці стани, заносимо до табл. 3.1.

Ентальпію після реального процесу стиснення (т. 2) визначаємо за формулою:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2'} - h_1}{\eta_i}. \quad (3.5)$$

$$h_2 = 559 + \frac{599 - 559}{0,8} = 609 \text{ кДж / кг.}$$

Процес дроселювання описується лінією постійної ентальпії, тобто:

$$h_4 = h_5 = 440 \text{ кДж / кг.} \quad (3.6)$$

За діаграмою стану знаходимо т. 5 на перетині ізоентальпії  $h_4 = 440$  кДж / кг з ізобарою – ізотермою випарювання ( $t_b = -31$  °С;  $P_b = 0,1$  МПа).  $S_5 = 4,29$  кДж / (кг · К).

Ступінь сухості вологої насиченої пари після дроселювання можна визначити за діаграмою з допомогою ліній рівної ступені сухості або графоаналітичним шляхом. Скористуємося допоміжною точкою 6 (x = 0;  $t_b = -31$  °С). Ентропія в цій точці дорівнює  $S_6 = 4,08$  кДж / (кг · К).

Тоді ступінь сухості в точці 5 буде виражатися таким співвідношенням відрізків:

$$x_5 = \frac{S_5 - S_6}{S_1 - S_6}; \quad (3.7)$$

$$x_5 = \frac{4,29 - 4,08}{4,78 - 4,08} = 0,3.$$

Визначаємо термодинамічні параметри для всіх точок циклу і заносимо їх до табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Параметри стану фреону-12 в термодинамічному циклі холодильної установки

№ то-чок	Температура		Тиск P, МПа	Ентальпія h, кДж / кг	Ентропія S, кДж/(кг·К)	Питомий об'єм V, м <sup>3</sup> / кг	Ступінь сухості x	Ексергія E, кДж / кг
	t, °С	T, К						
1	-31	242	0,1	559	4,78	0,16	1	2,53
2	65	338	0,87	609	4,80	0,025	–	46,67
2'	48	321	0,87	599	4,78	0,0225	–	42,53
2''	34	308	0,87	588	4,75	0,0225	1	41,72
3	34	308	0,87	452,5	4,29	0,001	0	39,6
4	24	297	0,67	440	4,27	0,001	0	32,96
5	-31	242	0,1	440	4,29	0,05	0,3	27,1
6	-31	242	0,1	392	4,08	0,001	0	40,63



Будуємо цикл холодильної установки в координатах  $T - S$  і  $H - S$  (рис. 3.1, 3.2).

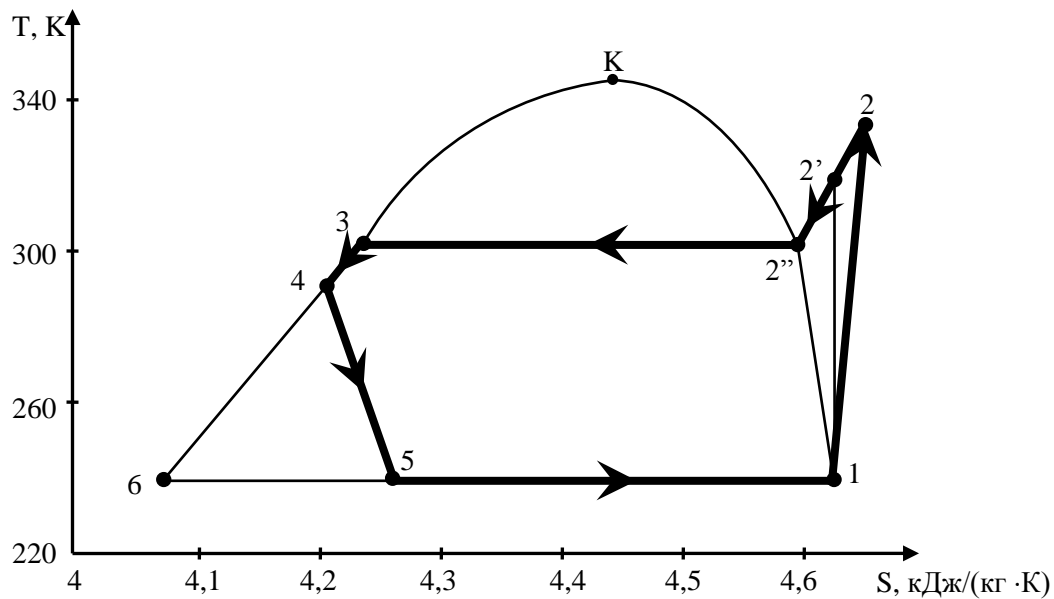


Рис. 3.1 – Цикл холодильної установки в координатах  $T - S$ .

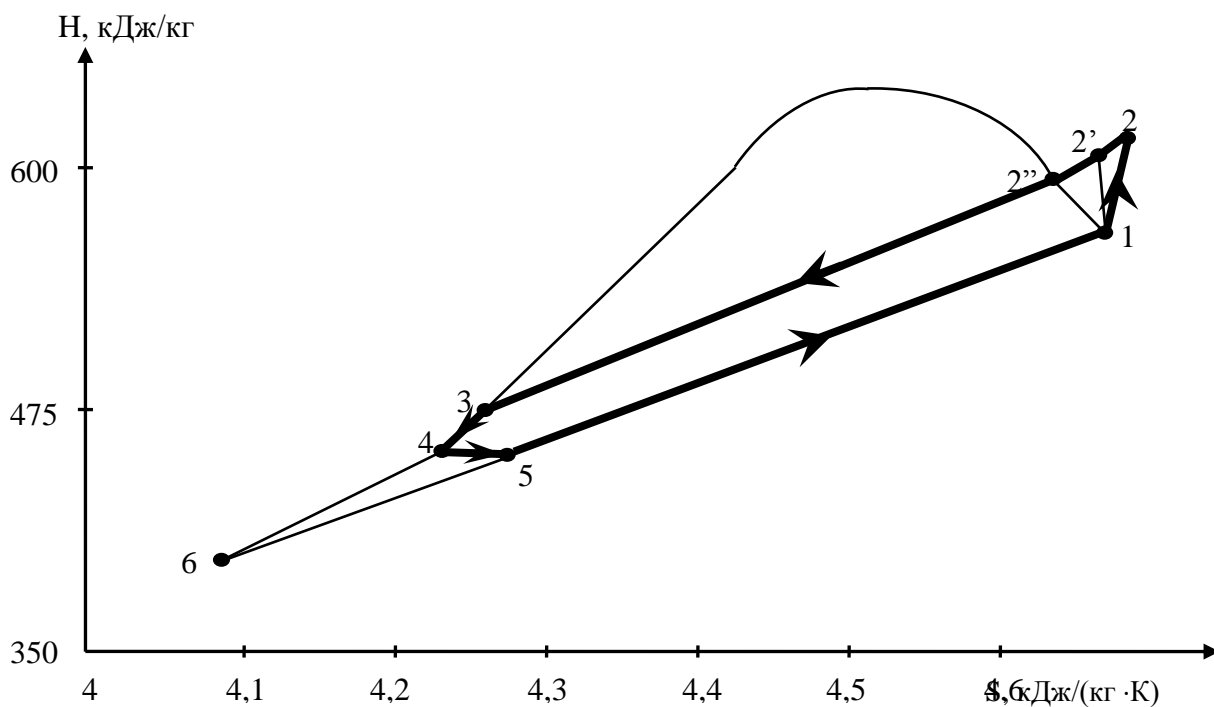


Рис. 3.2 – Цикл холодильної установки в координатах  $H - S$ .

### 3.2 Розрахунок енергетичних параметрів елементів установки

Ступень підвищення стиснення в компресорі розраховуємо за формулою:

$$\alpha = \frac{P_K}{P_B}; \quad (3.8)$$

$$\alpha = \frac{0,87}{0,1} = 8,7$$

Так як ступінь стиснення виявилася менше 11, то система одноступінчата.

Якщо ступінь стиснення виявиться більш 11, то застосовують двохступінчатую систему (використовують два компресори). Для подальших розрахунків в цьому випадку задаються проміжним тиском  $P_b < P_{пр} < P_k$  і розраховують 2 ступеня стиснення:  $\alpha_1 = \frac{P_k}{P_{пр}}$ ,  $\alpha_2 = \frac{P_{пр}}{P_b}$ .

Знаходимо питому роботу в процесі ідеального (ізоентропного) процесу стиснення:

$$l_a = h_{2'} - h_1; \quad (3.9)$$

$$l_a = 599 - 559 = 40 \text{ кДж / кг.}$$

Визначаємо внутрішню роботу компресора на одиницю витрати робочого агента:

$$l_i = \frac{l_a}{\eta_i}; \quad (3.10)$$

$$l_i = \frac{40}{0,8} = 50 \text{ кДж / кг.}$$

Визначаємо питому кількість підведеної та відведеної теплоти на один кілограм холодоагенту в окремих елементах установки.

Питома кількість теплоти, підведеної до робочого тіла у випарнику, тобто питома масова холодопродуктивність робочого тіла в циклі розраховується за формулою:

$$q_0 = h_1 - h_5; \quad (3.11)$$

$$q_0 = 559 - 440 = 119 \text{ кДж / кг.}$$

Питома кількість теплоти, відведеної від конденсатора:

$$q_{\text{конд}} = h_2 - h_3; \quad (3.12)$$

$$q_{\text{конд}} = 609 - 452,5 = 156,5 \text{ кДж / кг.}$$

Питоме відведення теплоти в охолоджувачі:

$$q_{\text{ох}} = h_3 - h_4; \quad (3.13)$$

$$q_{\text{ох}} = 452,5 - 440 = 12,5 \text{ кДж / кг.}$$

У процесі дроселювання теплота не відводиться і не підводиться, тобто  $h_4 = h_5$ .

Складаємо енергетичний баланс системи. Кількість теплоти, яка підводиться до системи, повинна дорівнювати кількості теплоти, яка відводиться від системи:

$$l_i + q_0 = q_{\text{конд}} + q_{\text{ох}}; \quad (3.14)$$

$$50 + 119 = 156,5 + 12,5$$

$$169 = 169 \text{ кДж / кг.}$$

Енергетичний баланс сходиться.

Знаходимо теоретичний холодильний коефіцієнт циклу за формулою:

$$\varepsilon_T = \frac{q_0}{l_a}; \quad \varepsilon_T = \frac{119}{40} = 2,975 \quad (3.15)$$

Знаходимо масову витрату робочого тіла, яка необхідна для забезпечення заданої холодопродуктивності:

$$G = \frac{Q_0}{q_0}, \quad (3.16)$$

де  $Q_0$  – холодопродуктивність всієї установки; за умовами розрахунку  $Q_0 = 75$  кВт.

$$G = \frac{75}{119} = 0,63 \text{ кг / с.}$$

Необхідна об'ємна продуктивність за умовами засмокування:

$$V_d = G \cdot V_1, \quad (3.17)$$

де  $V_1$  – питомий об'єм холодоагенту в точці 1.

$$V_d = 0,63 \cdot 0,16 = 0,1 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Якщо система двохступінчата, то необхідно розрахувати два значення об'ємної продуктивності:  $V_{д1} = G \cdot V_1$ ;  $V_{д2} = G \cdot V_{пр}$  ( $V_{пр}$  – питомий об'єм холодоагенту в точці з проміжним значенням тиску).

Сумарний об'єм, який описує поршень за одиницю часу знаходимо за формулою:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda}, \quad (3.16)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт подання компресора. Знаходимо  $\lambda$  як функцію від ступені підвищення тиску  $\alpha$  за графіком, зображеним на рис. 3.3.  $\lambda = 0,55$ .

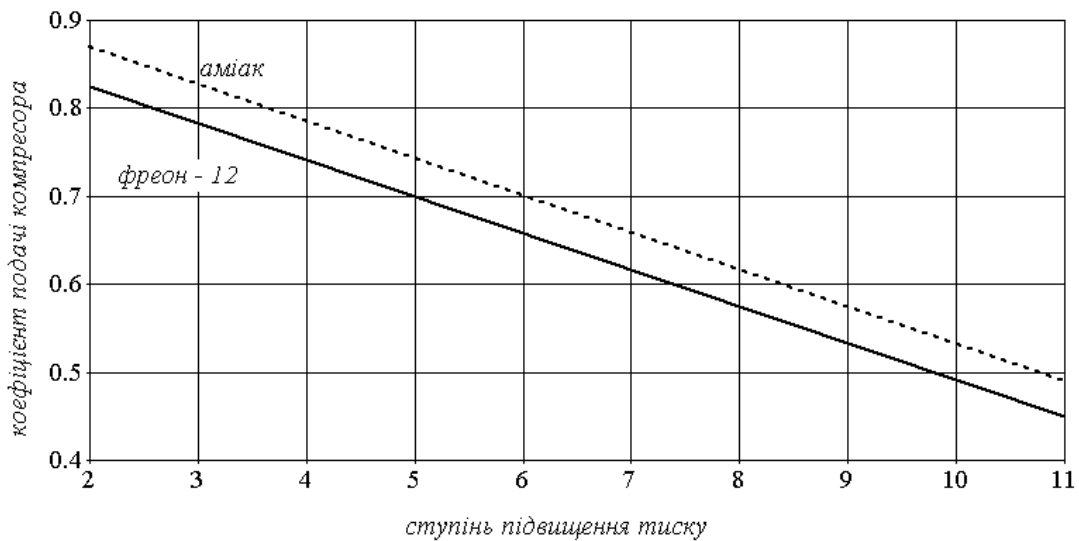


Рис. 3.3 – Графік залежності коефіцієнта подання компресора  $\lambda$  від ступені підвищення тиску  $\alpha$ .

$$V_h = \frac{0,1}{0,55} = 0,182 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Для двохступінчатої системи розраховують два значення коефіцієнта подачі компресора (для двох компресорів) і відповідно два значення сумарного об'єму, що описує поршень за одиницю часу  $V_{h1}$  та  $V_{h2}$ .

За величиною  $V_h = 0,182 \text{ м}^3/\text{с} = 655,2 \text{ м}^3/\text{год}$  вибираємо холодильний поршневий компресор (додаток 1), у якого теоретична об'ємна продуктивність  $V_h^k = 684 \text{ м}^3/\text{год} = 0,19 \text{ м}^3/\text{с}$ .

Дійсна об'ємна продуктивність компресору:

$$V_d^k = V_h^k \cdot \lambda; \quad (3.17)$$

$$V_d^k = 0,19 \cdot 0,55 = 0,1045 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Масова витрата обраного компресора:

$$G^k = \frac{V_d^k}{V_1}; \quad (3.18)$$

$$G^k = \frac{0,1045}{0,16} = 0,653 \text{ кг} / \text{с}.$$

### 3.3 Розрахунок енергетичного ККД

Знайдемо середню температуру тепловіддавача за формулою:

$$T_{н.ср.} = \frac{T_{н1} + T_{н2}}{2}; \quad (3.19)$$
$$T_{н.ср.} = \frac{258 + 245}{2} = 251,5 \text{ К.}$$

Температура зовнішнього середовища дорівнює температурі води на вході в конденсатор:

$$T_{з.с.} = T_{в1} = 293 \text{ К.}$$

Питомі затрати електроенергії на одиницю виробленого холоду в ідеальному циклі становлять:

$$E_{н} = \frac{e}{q_{н}} = \frac{T_{в} - T_{н}}{T_{н}} = \frac{T_{в}}{T_{н}} - 1 = \frac{T_{з.с.}}{T_{н.ср.}} - 1; \quad (3.20)$$
$$E_{н} = \frac{293}{251,5} - 1 = 0,165.$$

Знаходимо питому роботу на одиницю виробленого холоду за формулою:

$$E_{x} = \frac{l_i}{\eta_{ем} \cdot q_0}, \quad (3.21)$$

де  $\eta_{ем}$  – електромеханічний ККД компресора; приймаємо  $\eta_{ем} = 0,85$ .

$$E_{x} = \frac{50}{0,85 \cdot 119} = 0,494.$$

Холодильний коефіцієнт установки:

$$\varepsilon = \frac{1}{E_{x}}; \quad \varepsilon = \frac{1}{0,494} = 2,02 \quad (3.22)$$

Знаходимо енергетичний ККД всієї установки за формулою:

$$\eta_{е,х} = E_{н} \cdot \varepsilon; \quad \eta_{е,х} = 0,165 \cdot 2,02 = 0,33. \quad (3.23)$$

## 4 ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ УСТАНОВКИ

Ексергією в термодинаміці прийнято називати максимальну корисну роботу. Якщо параметри навколишнього середовища задані, то ексергію можна розглядати як функцію стану робочого тіла.

Ексергія системи, яка знаходиться у даному стані вимірюється кількістю механічної або іншої, повністю перетвореної енергії, яка може бути одержана від системи унаслідок її зворотного переходу із даного стану у стан рівноваги з навколишнім середовищем. Із першого та другого законів термодинаміки безпосередньо виходить, що в кожному даному стані ексергія системи, також як і енергія, має визначене фіксоване значення.

Ексергія системи, яка знаходиться у навколишньому середовищі з постійними параметрами, залишається незмінною тільки під час зворотного проведення всіх процесів, що відбуваються як всередині неї, так і в процесі взаємодії з навколишнім середовищем. Якщо будь-які із цих взаємодій проходять незворотно, то ексергія відповідно зменшується.

Ця основна властивість ексергії дає змогу використовувати її як міру зворотності того чи іншого процесу. Різниця значень ексергії, яка вводиться в дану систему та яка виводиться з системи визначає сумарні втрати від незворотності в системі, що проявляються як зниження ексергії.

Розглянемо зміни ексергії для даного прикладу холодильної установки.

Ексергія вводиться в систему у вигляді електричної енергії, яка живить електродвигун компресора. За рахунок ККД електродвигуна, відбувається втрата ексергії  $d_{em}$ , тут втрачається близько 15 % всієї енергії, що вводиться. Далі частина енергії губиться в самому компресорі, що обумовлено наявністю у самому компресорі внутрішнього відносного ККД. В конденсаторі присутні втрати ексергії двох видів: втрати ексергії, яка відводиться охолоджуючою водою і втрати ексергії на незворотність. У разі використанні тепла, що відводиться для теплопостачання або для інших корисних цілей, ця втрата ексергії може бути значно знижена, якщо установити перед конденсатором протитечійний охолоджувач перегрітої пари, працюючий з невеликою кінцевою різницею температури. Тобто втрачаема ексергія може бути використана для створення вторинних енергоресурсів (ВЕР).

В охолоджувачі частина ексергії губиться на нагрівання артезіанської води та на незворотність.

У випарнику від фреону відводиться енергія, яка називається ексергією холоду. Із ексергії, яка відводиться у випарнику, частина передається тілу, що охолоджується у вигляді ексергетичної холодопродуктивності, а частина губиться через незворотність теплообміну в випарнику.

#### 4.1 Розрахунок ексергії робочого агента

Значення ексергії в вузлових точках процесу визначаємо за формулою:

$$e_i = h_i - h_{3.c.} - T_{3.c.} \cdot (S_i - S_{3.c.}), \quad (4.1)$$

де  $h_i$  та  $S_i$  – ентальпія та ентропія відповідних вузлових точок;

$h_{3.c.}$  та  $S_{3.c.}$  – ентальпія та ентропія зовнішнього середовища за заданих умов  $T_{3.c.} = 293$  К та  $P_{3.c.} = 0,1$  МПа. Находимо ці значення за допомогою діаграми стану фреону-12.  $h_{3.c.} = 588,7$  кДж / кг;  $S_{3.c.} = 4,89$  кДж / (кг · К).

Знайдені за формулою 4.1. ексергії для вузлових точок заносимо до табл. 3.1.

$$e_1 = 559 - 588,7 - 293 \cdot (4,78 - 4,89) = 2,53 \text{ кДж / кг};$$

$$e_2 = 609 - 588,7 - 293(4,8 - 4,89) = 46,67 \text{ кДж / кг};$$

$$e_{2'} = 599 - 588,7 - 293 \cdot (4,78 - 4,89) = 42,53 \text{ кДж / кг};$$

$$e_{2''} = 588 - 588,7 - 293 \cdot (4,75 - 4,89) = 41,72 \text{ кДж / кг};$$

$$e_3 = 452,5 - 588,7 - 293 \cdot (4,29 - 4,89) = 39,6 \text{ кДж / кг};$$

$$e_4 = 440 - 588,7 - 293 \cdot (4,27 - 4,89) = 32,96 \text{ кДж / кг};$$

$$e_5 = 440 - 588,7 - 293 \cdot (4,29 - 4,89) = 27,1 \text{ кДж / кг};$$

$$e_6 = 392 - 588,7 - 293 \cdot (4,08 - 4,89) = 40,63 \text{ кДж / кг}.$$

Будуємо цикл холодильної установки в координатах Е – Н (рис. 4.1).

#### 4.2 Визначення питомих витрат ексергії

Визначаємо електричну потужність компресору за формулою:

$$N_e^k = E_x \cdot Q_0; \quad (4.2)$$

$$N_e^k = 0,494 \cdot 75 = 37,05 \text{ кВт}.$$

Питома кількість енергії, яка підводиться у вигляді електричної енергії до електродвигуна компресору:

$$e_{вх} = \frac{N_e^k}{G^k}; \quad (4.3)$$

$$e_{вх} = \frac{37,05}{0,653} = 56,74 \text{ кДж / кг}.$$

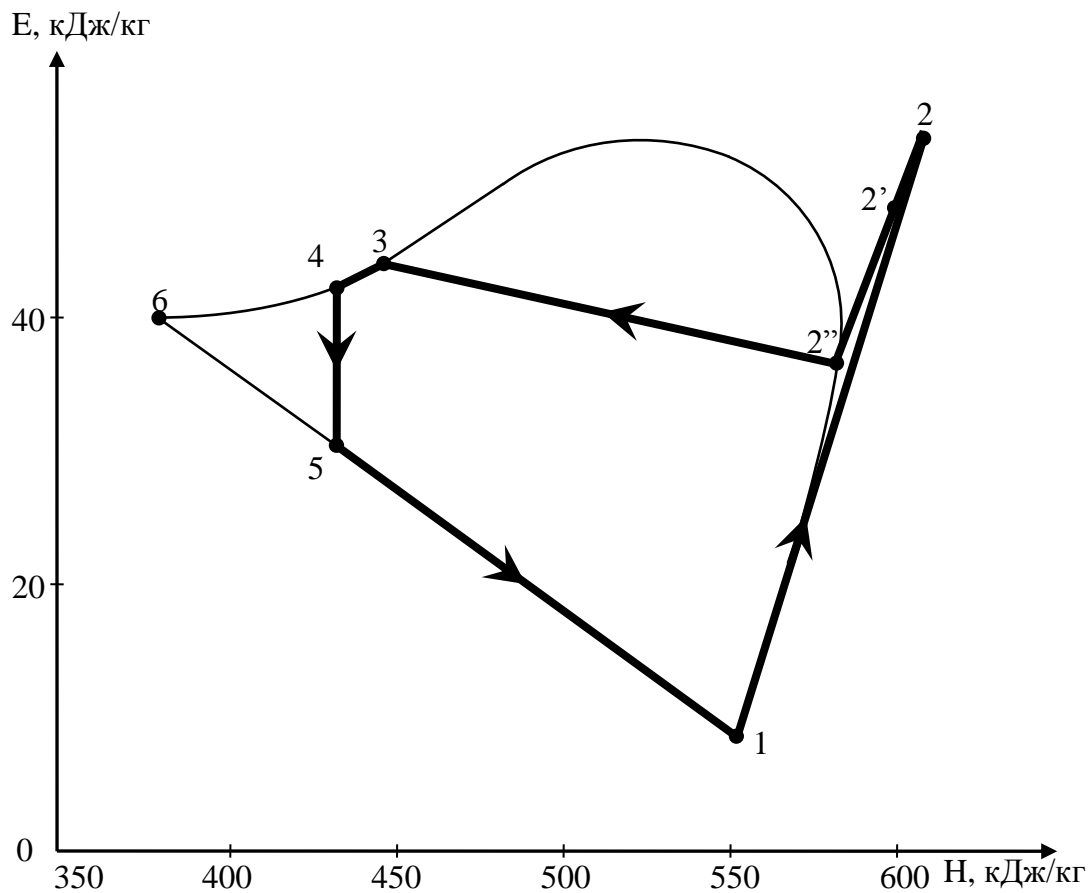


Рис. 4.1 – Цикл холодильної установки в координатах  $E - H$ .

Питомі електромеханічні втрати в компресорі становлять:

$$d_{em} = e_{вх} \cdot (1 - \eta_{em}); \quad (4.4)$$

$$d_{em} = 56,74 \cdot (1 - 0,85) = 8,511 \text{ кДж / кг.}$$

$$d_{em} = \frac{8,511}{56,74} \cdot e_{вх} = 0,15 \cdot e_{вх}.$$

До компресору вводиться два потоку ексергії: електрична енергія ( $e_{вх} \cdot \eta_{em}$ ) і ексергія робочого агента, що всмоктується  $e_1$ ; із компресору відводиться ексергія потоку робочого агента  $e_2$ .

Тоді внутрішні втрати в компресорі становлять:

$$d_k = e_{вх} \cdot \eta_{em} + e_1 - e_2; \quad (4.5)$$

$$d_k = 56,74 \cdot 0,85 + 2,53 - 46,67 = 4,089 \text{ кДж / кг.}$$

$$d_k = \frac{4,089}{56,74} \cdot e_{вх} = 0,072 \cdot e_{вх}.$$

Ексергія, яка відводиться з конденсатора:

$$e_{кондл} = e_2 - e_3; \quad (4.6)$$

$$e_{кондл} = 46,67 - 39,6 = 7,07 \text{ кДж / кг.}$$

$$e_{кондл} = 0,125 \cdot e_{вх}.$$

Втрата ексергії в конденсаторі складається з ексергії, яка відводиться охолоджуючою водою та ексергії, яка губиться через незворотність теплообміну між робочим агентом і охолоджуючою водою.

Ексергія, яка відводиться охолоджуючою водою приблизно визначається за формулою:

$$e_{\text{конд2}} = q_{\text{конд}} \cdot \tau_e, \quad (4.7)$$

де  $\tau_e$  – коефіцієнт працездатності тепла або ексергетичні температурна функція, що визначає кількість роботи, яку можна отримати в ідеальному циклі от одиниці тепла.

$$\tau_e = 1 - \frac{T_{\text{з.с.}}}{T_{\text{в.ср}}}, \quad (4.8)$$

де  $T_{\text{в.ср}}$  – середня температура тепловіддавача (вода віддає тепло навколишньому середовищу).

$$T_{\text{в.ср}} = \frac{T_{\text{в1}} + T_{\text{в2}}}{2}; \quad (4.9)$$

$$T_{\text{в.ср}} = \frac{293 + 302}{2} = 297,5 \text{ К.}$$

За температури зовнішнього середовища 293 К визначаємо ексергетичну температурну функцію:

$$\tau_e = 1 - \frac{293}{297,5} = 0,015.$$

Оцінюємо величину ексергії, що відводиться охолоджуючою водою за формулою 4.7:

$$e_{\text{конд2}} = 156,5 \cdot 0,015 = 2,348 \text{ кДж / кг.}$$

$$e_{\text{конд2}} = 0,041 \cdot e_{\text{вх}}.$$

Визначаємо ексергію, яка губиться через незворотність процесу в конденсаторі за формулою:

$$d_{\text{конд}} = e_{\text{конд1}} - e_{\text{конд2}}; \quad (4.10)$$

$$d_{\text{конд}} = 7,07 - 2,348 = 4,722 \text{ кДж / кг.}$$

$$d_{\text{конд}} = 0,084 \cdot e_{\text{вх}}.$$

Втрати ексергії в охолоджувачі розраховуємо за формулою:

$$d_{\text{ох}} = e_3 - e_4; \quad (4.11)$$

$$d_{\text{ох}} = 39,6 - 32,96 = 6,64 \text{ кДж / кг.}$$

$$d_{\text{ох}} = 0,117 \cdot e_{\text{вх}}.$$

Втрати ексергії у дросельному вентилі розраховуємо за формулою:

$$d_{\text{др}} = e_4 - e_5; \quad (4.12)$$

$$d_{\text{др}} = 32,96 - 27,1 = 5,86 \text{ кДж / кг.}$$

$$d_{\text{др}} = 0,103 \cdot e_{\text{вх}}.$$

Визначаємо ексергію, яка відводиться в випарнику за формулою:

$$\Delta e_{\text{в}} = e_5 - e_1; \quad (4.13)$$

$$\Delta e_{\text{в}} = 27,1 - 2,53 = 24,57 \text{ кДж / кг.}$$

Із ексергії, яка відводиться у випарнику тільки частина використовується у вигляді ексергетичної холодопродуктивності. Її значення розраховуємо за формулою:

$$q_{e,0} = q_0 \cdot (-\tau_{e,н}), \quad (4.14)$$

де  $\tau_{e,н}$  – коефіцієнт працездатності одержаного холоду, який визначається за формулою:

$$\tau_{e,н} = 1 - \frac{T_{\text{з.с.}}}{T_{\text{н.ср}}}; \quad (4.15)$$

$$\tau_{e,h} = 1 - \frac{293}{251,5} = -0,165.$$

Визначаємо ексергетичну холодопродуктивність за формулою 4.14:

$$q_{e,0} = 119 \cdot 0,165 = 19,635 \text{ кДж / кг.}$$

$$q_{e,0} = 0,346 \cdot e_{\text{вх}}.$$

Кількість ексергії, яка губиться через незворотний теплообмін у випарнику визначаємо за формулою:

$$d_{\text{в}} = \Delta e_{\text{в}} - q_{e,0}; \quad (4.16)$$

$$d_{\text{в}} = 24,57 - 19,635 = 4,935 \text{ кДж / кг.}$$

$$d_{\text{в}} = 0,087 \cdot e_{\text{вх}}.$$

Для перевірки розрахунків складаємо питомий ексергетичний баланс холодильної установки.

Підведена ексергія:

$$e_{\text{вх}} = 56,74 \text{ кДж / кг} = 100 \%.$$

Відведена ексергія:

1. Втрати в компресорі:

$$d_{\text{ем}} + d_{\text{к}} = 8,511 + 4,089 = 12,6 \text{ кДж / кг} = 15 + 7,2 = 22,2 \%.$$

2. Втрати в конденсаторі:

$$e_{\text{конд2}} + d_{\text{конд}} = 2,348 + 4,722 = 7,07 \text{ кДж / кг} = 4,1 + 8,4 = 12,5 \%.$$

3. Втрати в охолоджувачі:

$$d_{\text{ох}} = 6,64 \text{ кДж / кг} = 11,7 \%.$$

4. Втрати у дросельному вентилі:

$$d_{\text{др}} = 5,86 \text{ кДж / кг} = 10,3 \%.$$

5. Втрати у випарнику:

$$d_{\text{в}} = 4,935 \text{ кДж / кг} = 8,7 \%.$$

6. Ексергетична холодопродуктивність:

$$q_{\text{в,0}} = 19,635 \text{ кДж / кг} = 34,6 \%.$$

Всього:

$$56,74 \text{ кДж / кг} = 100 \%.$$

Отже, ексергетичний баланс сходиться, і ексергія, яка вводиться в установку дорівнює сумі всіх її витрат у циклі холодильної установки, включаючи корисну холодопродуктивність.

Графічно ексергетичний баланс повинен бути поданий на діаграмі потоків і втрат ексергії (діаграмі Грассмана – Шаргута).

На даній діаграмі (рис. 4.2) знаходять свій відбуток всі втрати ексергії. За діаграмою можна судити про ексергетичну холодопродуктивність холодильної установки.

## 5 ДОБІР ХОЛОДИЛЬНОГО УСТАТКУВАННЯ

### 5.1 Добір холодильного компресора

Компресор є основним силовим елементом холодильної установки. Він відсмоктує пару холодоагенту з випарника, стискає її і нагнітає в конденсатор. Компресор повинен задовольняти таким основним вимогам:

- нескладність конструкції;
- простота і надійність в експлуатації;
- уніфікація деталей;
- малі габарити і порівняно невелика маса.



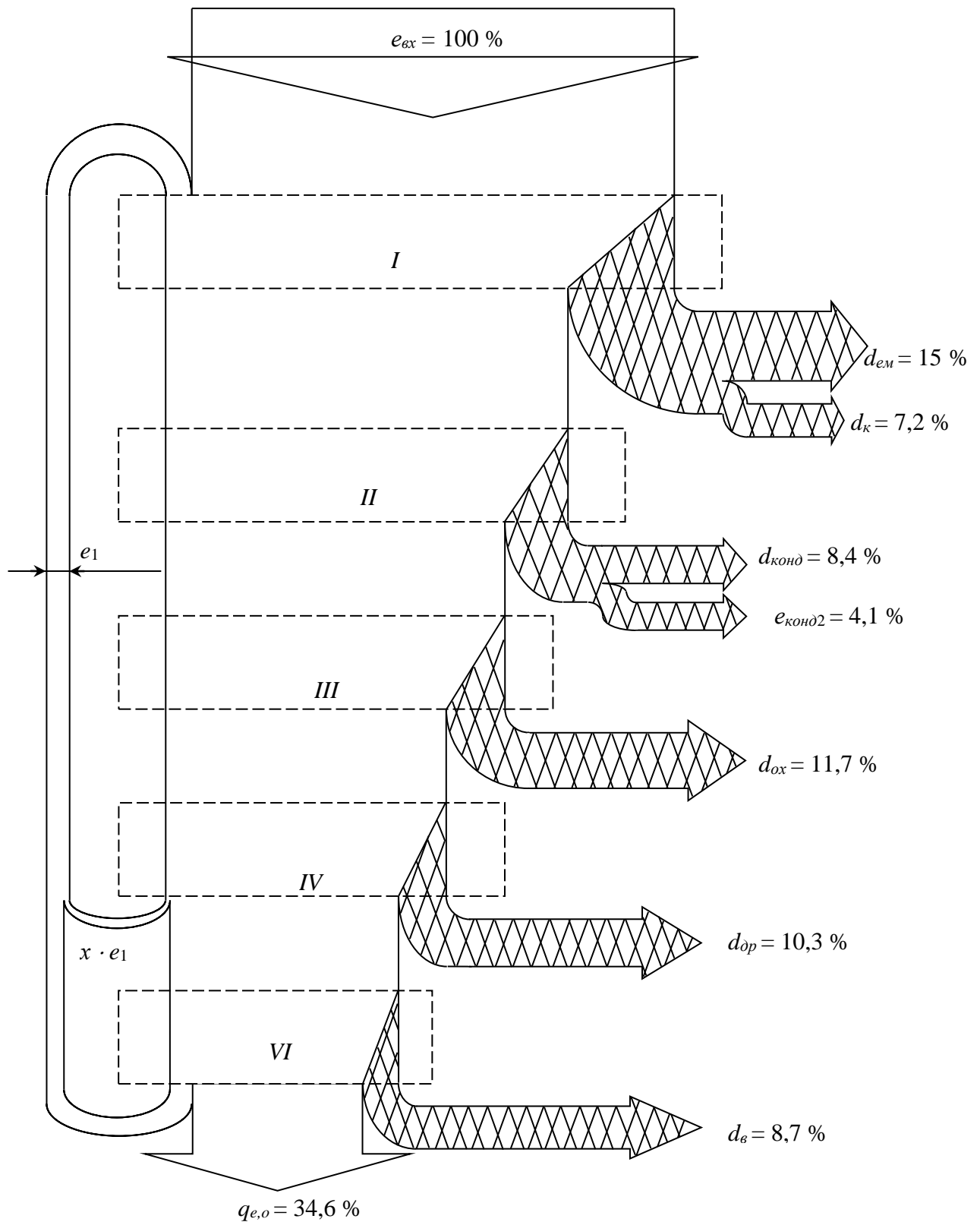


Рис. 4.2 – Стрічкова діаграма потоків і втрат ексергії

Запишемо технічні характеристики обраного раніше поршневого компресора ФУ-120 з теоретичною об'ємною продуктивністю  $V_h^k = 0,19 \text{ м}^3/\text{с}$  у табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Технічні характеристики компресора

Тип компресора	УП
Число циліндрів	4
Хід поршня, мм	140
Діаметр циліндра, мм	190
Швидкість обертання валу, об/хв.	720
Мертвий об'єм	-
Потужність електродвигуна, кВт	75
Зняття холоду з 1 кг маси, Вт	100
Маса компресорного агрегату з маховиком, кг	1400

Находимо теоретичну потужність, що використовується компресором за формулою:

$$N_T^k = G^k \cdot l_a ; \quad (5.1)$$

$$N_T^k = 0,653 \cdot 40 = 26,12 \text{ кВт.}$$

Вчислюємо індикаторну потужність за формулою:

$$N_i^k = \frac{N_T^k}{\eta_i} ; \quad (5.2)$$

$$N_i^k = \frac{26,12}{0,8} = 32,65 \text{ кВт.}$$

Розраховуємо потужність на подолання сил тертя в компресорі за формулою:

$$N_{тр}^k = P_{тр}^i \cdot V_h^k , \quad (5.3)$$

де  $P_{тр}^i$  – умовна величина питомого тиску тертя; для фреонових машин  $P_{тр}^i = 40$  кПа (для аміачних машин  $P_{тр}^i = 60$  кПа).

$$N_{тр}^k = 40 \cdot 0,19 = 7,6 \text{ кВт.}$$

Находимо ефективну потужність, яка використовується компресором за формулою:

$$N_{эф}^k = N_i^k + N_{тр}^k ; \quad (5.4)$$

$$N_{эф}^k = 32,65 + 7,6 = 40,25 \text{ кВт.}$$

Визначаємо електричну потужність, яка споживається компресором з мережі за формулою:

$$N_e^k = \frac{N_{эф}^k}{\eta_{ем}} ; \quad (5.5)$$

$$N_e^k = \frac{40,52}{0,85} = 47,67 \text{ кВт.}$$

Обираємо комплектний електродвигун потужністю 50 кВт.

Визначаємо величину теплових перевантажень на елементи установки.

Теплове навантаження на випарник:

$$Q_B = q_0 \cdot G^k ; \quad (5.6)$$

$$Q_B = 119 \cdot 0,653 = 77,7 \text{ кВт.}$$

Теплове навантаження на конденсатор:

$$Q_{конд} = q_{конд} \cdot G^k ; \quad (5.7)$$

$$Q_{конд} = 156,5 \cdot 0,653 = 102,19 \text{ кВт.}$$

Теплове навантаження на охолоджувач:

$$Q_{ох} = q_{ох} \cdot G^k ; \quad (5.8)$$

$$Q_{ох} = 12,5 \cdot 0,653 = 8,16 \text{ кВт.}$$

Складаємо енергетичний баланс:

$$Q_B + N_i^k = Q_{ox} + Q_{конд}; \quad (5.9)$$

$$77,7 + 32,65 = 8,16 + 102,19$$

$$110,36 = 110,36 \text{ кВт.}$$

Баланс сходиться.

Визначаємо температуру артезіанської води на виході з охолоджувача за формулою:

$$t_{a2} = t_{a1} + \frac{Q_{ox}}{c \cdot G_a}, \quad (5.10)$$

де  $t_{a1}$  – температура артезіанської води на вході в охолоджувач;

$G_a$  – витрата артезіанської води в охолоджувачі;

$c$  – теплоємність води;  $c = 4,19 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{°C)}$ .

$$t_{a2} = 12 + \frac{8,16}{4,19 \cdot 2} = 13 \text{ °C.}$$

Зміна температур потоків у конденсаторі, випарнику та охолоджувачі зображена на рис.

5.1.

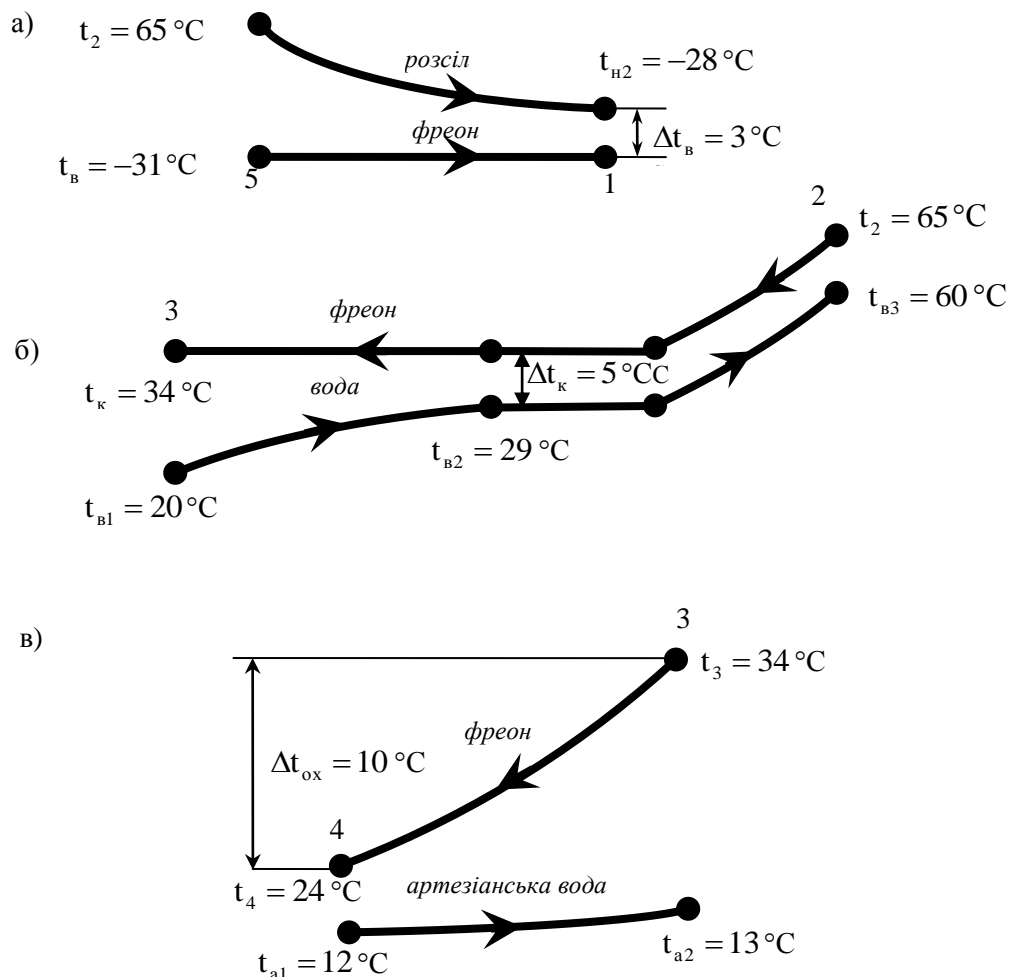


Рис. 5.1 – Схема зміни температур потоків у випарнику (а), конденсаторі (б) та охолоджувачі (в).

## 5.2 Розрахунок і добір випарника

Випарник – це теплообмінний апарат, у якому холодоагент кипить за рахунок теплоти, що приймається від холодного джерела тепла. Теплообмін між тілом, що охолоджується (розсоллом) та холодоагентом здійснюється через стінки труб.

Головна вимога, яка пред'являється до випарника – висока ефективність теплопередачі з мінімальними втратами на незворотність.

У якості розсолу використовуємо водний розчин кальцій хлориду, концентрація якого визначається з умови незамерзання розчину до температур, на  $7 \div 10$  °С нижче температури кипіння фреону у випарнику.

Температура начала затвердіння розчину:

$$t_{\text{затв.}} \leq t_{\text{в}} - (7 \div 10); \quad (5.11)$$

$$t_{\text{затв.}} \leq -31 - (7 \div 10) \text{ °С};$$

$$t_{\text{затв.}} \leq -38 \div -41 \text{ °С}.$$

Вибираємо розчин концентрацією солі 27,5 % з температурою затвердіння  $t_{\text{затв.}} = -38,6$  °С.

Знаходимо середній температурний напір у випарнику за формулою:

$$\theta_{\text{в}} = \frac{t_{\text{н1}} - t_{\text{н2}}}{\ln \frac{t_{\text{н1}} - t_{\text{в}}}{t_{\text{н2}} - t_{\text{в}}}}; \quad (5.12)$$

$$\theta_{\text{в}} = \frac{-15 - (-28)}{\ln \frac{-15 - (-31)}{-28 - (-31)}} = \frac{13}{\ln \frac{16}{3}} = 7,77 \text{ °С}.$$

Розраховуємо середню температуру холодоагенту у випарнику за формулою:

$$t_{\text{х.ср.}} = t_{\text{в}} + \theta_{\text{в}}; \quad (5.13)$$

$$t_{\text{х.ср.}} = -31 + 7,77 = -23,23 \text{ °С}.$$

Коефіцієнт теплопередачі кожухотрубних випарників коливається в межах 230...350 Вт/(м<sup>2</sup> · К) для фреону-12 (для аміаку  $K = 250 \dots 580$  Вт/(м<sup>2</sup> · К)). Для даних умов приймемо коефіцієнт теплопередачі  $K = 300$  Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Знаходимо щільність теплового потоку випарника формулою:

$$q_{\text{F(в)}} = K \cdot \theta_{\text{в}}; \quad (5.14)$$

$$q_{\text{F(в)}} = 300 \cdot 7,77 = 2331 \text{ Вт/м}^2.$$

Розраховуємо необхідну поверхню теплообміну за формулою:

$$F = \frac{Q_{\text{в}}}{q_{\text{F(в)}}}, \quad (5.15)$$

де  $Q_{\text{в}}$  – теплове навантаження на випарник;  $Q_{\text{в}} = 77,7$  кВт = 77700 Вт;

$$F = \frac{77700}{2331} = 33,3 \text{ м}^2.$$

Підбираємо фреоновий випарник (додаток 2), технічні характеристики якого записуємо у табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Технічні характеристики випарника

Площа випару, м <sup>2</sup>	35
Число труб	121
Число ходів	4
Діаметр, мм	500
Довжина, мм	2500

Розраховуємо кількість розсолу, що циркулює у випарнику за формулою:

$$G_p = \frac{Q_v}{c \cdot (t_{н1} - t_{н2})}, \quad (5.16)$$

де  $c$  – теплоємність розчину кальцій хлориду;  $c = 2,809$  кДж/(кг · К).

$$G_p = \frac{77,7}{2,809 \cdot (-15 - (-28))} = 2,128 \text{ кг/с} = 7660,8 \text{ кг/год.}$$

Визначаємо об'єм розсолу, що циркулює у випарнику за формулою:

$$V_p = \frac{G_p}{\rho}, \quad (5.17)$$

де  $\rho$  – густина розчину кальцію; за довідковими даними  $\rho = 1260$  кг/м<sup>3</sup>.

$$V_p = \frac{7660,28}{1260} = 6,08 \text{ м}^3/\text{год.}$$

### 5.3 Розрахунок і добір конденсатора

Головна вимога, що пред'являється до конденсатора, як до одного з основних теплообмінних апаратів холодильної машини – висока інтенсивність теплопередачі, що дає змогу скоротити незворотні втрати в конденсаторі і тим самим підвищити коефіцієнт роботи всієї холодильної машини.

Коефіцієнт теплопередачі конденсатора залежить від інтенсивності тепловіддачі в процесі конденсації пари холодильного агента, від швидкості протікання охолоджуючої води, від ступеня забрудненості теплопередаючої поверхні маслом і накипом.

Коефіцієнт тепловіддачі в процесі конденсації пари залежить від характеру утворення конденсату і швидкості його стікання теплопередаючою поверхнею, від швидкості і напрямку руху пари холодильного агента, від наявності в системі повітря і газів, що не конденсуються, від стану теплопередаючої поверхні.

Конденсатори повинні бути прості за конструкцією, зручні для очищення від забруднень і ремонту та невимогливі до якості охолоджуючої води.

Вибираємо горизонтальний кожухотрубний конденсатор.

Розраховуємо середній температурний напір в конденсаторі за формулою:

$$\theta_{\text{конд}} = \frac{t_{в2} - t_{в1}}{\ln \frac{t_k - t_{в1}}{t_k - t_{в2}}}; \quad (5.17)$$

$$\theta_{\text{конд}} = \frac{29 - 20}{\ln \frac{34 - 20}{34 - 29}} = \frac{9}{\ln \frac{14}{5}} = 8,74 \text{ } ^\circ\text{C.}$$

Коефіцієнт теплопередачі для фреону-12 коливається в межах  $460 \div 580$  Вт/(м<sup>2</sup> · К) (для аміаку  $K = 800 \div 1000$  Вт/(м<sup>2</sup> · К). Прийmemo  $K = 500$  Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Знаходимо щільність теплового потоку конденсатора за формулою:

$$q_{F(\text{конд})} = K \cdot \theta_{\text{конд}}; \quad (5.18)$$

$$q_{F(\text{конд})} = 500 \cdot 8,74 = 4370 \text{ Вт/м}^2.$$

Розраховуємо необхідну поверхню теплообміну за формулою:

$$F = \frac{Q_{\text{конд}}}{q_{F(\text{конд})}}, \quad (5.15)$$

де  $Q_{\text{конд}}$  – теплове навантаження на конденсатор;  $Q_{\text{конд}} = 102,19$  кВт = 102190 Вт;

$$F = \frac{102190}{4370} = 23,38 \text{ м}^2.$$

Підбираємо конденсатор марки 25КТГ (додаток 4), технічні характеристики якого записуємо у табл. 5.3.

Таблиця 5.3 – Технічні характеристики конденсатора

Поверхня, м <sup>2</sup>	25
Число труб	144
Число ходів	8
Діаметр, мм	500
Довжина, мм	3430
Ширина, мм	810
Висота, мм	910
Довжина обичайки, мм	3000
Діаметр патрубків, мм: d	50
d <sub>1</sub>	25
d <sub>2</sub>	70
d <sub>3</sub>	10
d <sub>4</sub>	20

#### 5.4 Підбір допоміжного обладнання

**Додаткові охолоджуючі пристрої.** В промислових холодильних установках додаткове охолодження рідкого холодильного агента перед подачею його в випарну систему проводять водою в двохтрубних апаратах. З метою економії свіжої води, воду з конденсатора, що відходить направляють до устрою для її охолодження – градирню або бризкальний басейн. Тут вода охолоджується унаслідок конвекції та часткового випару, віддає отримане в конденсаторі тепло навколишньому повітрю. Додають свіжу воду тільки для компенсації втрат від випару і розбризкування, що становить 5...10 % від кількості води, що протікає через конденсатор.

Рекомендується для охолодження оборотної води установлювати переважно вентиляторні градирні. Установка бризкальних басейнів доцільна тільки для тих випадків, коли є вільна площа.

**Пристрої для зм'якшення технічної води.** Для охолодження конденсаторів холодильної установки допустима вода з вмістом в ній завислих твердих часток від 100 до 200 г/м<sup>3</sup>, та карбонатною жорсткістю от2 до 7 мг – екв / л за температури нагріву від 20 до 50 °С і вмістом вільної вуглекислоти від 10 до 100 г/м<sup>3</sup>. Для очищення природних вод та промислових стоків від мінеральних домішок використовують дистиляцію, йонний обмін, зворотний осмос, електричні та реагентні методи. Найбільш простий, зручний та дешевий спосіб пом'якшення води – це натрійкатіонування. В процесі катіонного обміну солі жорсткості перетворюються у солі натрію, які мають високу розчинність.

**Брудоуловлювачі.** Призначення брудоуловлювача – захистити циліндри компресора від попадання твердих часток, що можуть викликати задирки і ризки на дзеркалі циліндрів. Брудоуловлювач вмонтовують на всмоктувальної стороні, поблизу від компресора. Брудоуловлювач складається із корпусу, в який вставлена двійна мілка дротяна сітка. Для очищення сітки і внутрішній поверхні корпусу брудоуловлювача від забруднень на його торцевий стороні укріплена знімна кришка. Брудоуловлювач покривають ізоляцією для зменшення притоку тепла ззовні. У сучасних компресорів брудоуловлювачі вмонтовані в газовий колектор.

**Масловіддільники.** Масловіддільник призначений для відділення змашувального масла, що поступає до нього з гарячою парою холодоагенту з циліндра компресора. Частинки масла відділяються унаслідок зміни напрямку руху пари холодоагенту, що поступає в масловіддільник з нагнітального трубопроводу, і значного зменшення швидкості руху.

Частинки масла, як важчі, осідають на дно масловіддільника, а гаряча пара холодоагенту, як легша, підіймаються, прямуючи до конденсатора. У таких апаратах можна відділити лише крапельки масла; легкі фракції масла, що знаходяться в пароподібному стані, можна видалити лише після охолодження пари холодоагенту і виділення цих фракцій масла в рідкому вигляді.

Масловіддільники вмонтовують на нагнітальній стороні між компресором і конденсатором, бажано ближче до останнього, щоб забезпечити найбільше охолодження пари перед відділенням масла.

**Ресивери.** Залежно від призначення ресивери ділять на три групи – лінійні, дренажні, циркуляційні. Призначення лінійного ресивера – звільнити конденсатор від рідкого холодильного агента і забезпечити рівномірне його надходження до регулюючої станції. Дренажний ресивер призначений для спуску в нього рідкого холодильного агента з батареї перед зняттям з них снігової шуби. Цей ресивер покривають ізоляцією. Циркуляційні ресивери застосовують в насосних схемах. Лінійні ресивери встановлюють на стороні високого тиску. Їх вмонтовують нижче конденсатора, передбачивши зрівняльну лінію до останнього, а в агрегатованих фреонових установках ресивери встановлюють іноді вище конденсатора і без зрівняльної лінії. В цьому випадку рідкий фреон поступає в ресивер пульсуючим потоком в міру заповнення конденсатора.

**Віддільники рідкого холодоагенту.** У віддільнику частинки рідини, захоплені з випарної системи, відділяються від пари холодильного агента. Відділення частинок рідкого холодоагенту обумовлюється зміною напрямку і значним зменшенням швидкості руху холодної пари, що поступає у віддільника з випарної системи. Частинки рідкого холодоагенту, як важчі, осідають на дно віддільника, а пара холодоагенту, як легша підіймається вгору, звідки відсмоктується компресором. Рідкий холодильний агент з віддільника стікає у випарник.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Конспект лекцій з курсу "Енерготехнологія хіміко-технологічних процесів" для здобувачів вищої освіти за спеціальністю 161 – Хімічні технології та інженерія / Уклад.: Л.В. Іванченко, В.Я. Кожухар, Л.В. Тимошевська, Держ. ун-т "Одеська політехніка". – Одеса, 2022. – 92 с.
2. Теплотехніка: Підручник для втузів / Б.Х. Драганов, А.А. Долинський, А.В. Міщенко та ін.; За ред. Б.Х. Драганова. – К.: ІНКІОС, 2005. – 504 с. Режим доступу: [http://kekte.at.ua/\\_ld/0/53\\_\\_\\_.pdf](http://kekte.at.ua/_ld/0/53___.pdf)
3. Семенишин Є.М. Енерготехнологія хіміко-технологічних процесів: навчальний посібник / Є.М. Семенишин, М.С. Мальований – Львів: Видавництво національного університету "Львівська політехніка", 2005. – 420 с.
4. Четкин А.В. Теплотехніка / А.В. Четкин, Н.А. Занемонец – М.: Высшая Школа, 1986. – 344 с.
5. Архаров А.М. Теплотехніка / А.М. Архаров, С.И. Исаев, И.А. Кожинов И.А. – М.: Машиностроение, 1986. 8. Баскаков А.П. Теплотехніка / А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К. Витт и др. – М.: Энергоиздат, 1991. – 224 с.
6. Куперман В.И. Вторичные энергоресурсы и энерготехнологическое комбинирование в промышленности / В.И. Куперман, С.А. Романовский, Л.Н. Сидельковский – К.: Высш. шк., 1986.
7. Соколов Е.Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения / Е.Я. Соколов, В.М. Бродянский – М.: Энергоиздат, 1981.
8. Эксергетические расчеты технических систем : справ. пособие / В.М. Бродянский, Г.П. Верховкер, С.В. Дубковский [и др.] – К.: Наук. Думка, 1991. – 360 с.
9. Лейтес И.Л. Теория и практика химической энерготехнологии / И.Л. Лейтес, М.Х. Сосна, В.П. Семенов – М.: Химия, 1988. – 280 с.
10. Бродянский В.М. Эксергетический анализ и его приложения / В.М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек – М.: Энергоатомиздат, 1996.
11. Баскаков А.П. Теплотехніка / А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К. Витт и др. – М.: Энергоиздат, 1991. – 224 с. Режим доступу: [http://sait.at.ua/\\_ld/0/92\\_tep11.pdf](http://sait.at.ua/_ld/0/92_tep11.pdf)

## ДОДАТКИ

### Додаток 1

#### Технічні характеристики компресорів

Тип	Марка	Число циліндрів	Хід поршня, мм	Діаметр циліндра, мм	Швидкість обертання валу, об/хв.	Об'єм, що описується поршнем, м <sup>3</sup> /год	З'їм холоду з 1 кг маси, Вт	Потужність електро- двигуна, кВт	Маса компресора, кг
фреонові	ФВ – 60 (2ФВ – 19)	2	140	190	480; 720	228; 342	44; 60	28; 40	1030
	ФУ – 120 (4ФУ – 19)	4	140	190	480; 720	456; 684	72; 100	55; 75	1500
	2ФВ – 15	2	140	150	480	143	-	28	1930
	ФУУ – 80	8	70	101,8	960;1440	258; 388	-	40; 55	360
	ФВ – 85	2	130	190	720; 960	318; 423,5	-	24; 33	770
	ФУ – 175	4	130	190	720; 960	636; 847	-	55; 75	1220
	ФУУ – 350	8	130	190	720; 960	1272; 1694	-	100; 130	2000
Аміачні	АУУ – 90	8	70	80	960; 1440	163; 244	-	28; 40	380
	АУ – 100	2	130	150	720; 960	198,5; 264	-	28; 40	800
	АУ – 200	4	130	150	720; 960	397; 258	-	55; 75	1290
	АУУ – 400	8	130	150	720; 960	794; 1056	-	125; 160	2000
	АО – 600	2	220	280	500	1585	-	320	-
	АО – 1200	4	220	280	500	3170	-	630	-
	АВ – 75 (2АВ – 15)	2	140	150	480; 720	143; 214,5	52; 79	20; 28	1050
	АУ – 150 (4АУ – 15)	4	140	150	480; 720	286; 429	86; 130	40; 55	1350
	АВ – 300 (2АВ – 27)	2	250	270	360; 480	618; 824	77; 100	125; 160	4500



## Додаток 2

### Технічна характеристика фреонових випарників ОЗХМ

Поверхня охолодження, м <sup>2</sup>	18	25	35	105	210
Діаметр, мм	350	400	500	600	800
Довжина, мм	1400	1400	2500	3000	3000
Число труб	76	118	121	241	491
Число ходів	6	6	4	4	4
Маса, кг	-	-	-	1650	300

### Технічна характеристика фреонових випарників марки ИТ

Марка випарника	ИТ – 20	ИТ – 30	ИТ – 45	ИТ – 65
Поверхня теплопередачі, м <sup>2</sup>	22,4	28,8	47,5	66
Довжина корпусу, мм	3600	3622	3744	3744
Діаметр, мм	377	426	516	616
Число труб	128	164	270	375
Ємність труб, л	49	67	109	146
Ємність міжтрубного простору, л	181	236	235	489
Маса, кг	1313	1450	2055	2120

### Додаток 3

#### Технічна характеристика аміачних кожухотрубчастих випарників

Марка	Поверхня, м <sup>2</sup>	Габарити, мм			Число труб	Число ходів	Діаметр патрубків, мм			Маса, кг
		довжина	ширина	висота			<i>d</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>d</i> <sub>2</sub>	
32ИКТ	32	4520	820	1345	144	8	70	20	80	1550
40ИКТ	40	3580	895	1445	216	8	80	20	100	1700
55ИКТ	55	4580	895	1445	216	8	80	20	100	2100
60ИКТ	60	5580	895	1445	216	8	80	20	125	2522
90ИКТ	90	4670	1145	1800	385	8	125	25	150	3500
110ИКТ	110	5670	1145	1800	385	8	125	25	150	4260
140ИКТ	140	4800	1315	2120	616	8	150	32	200	5540
180ИКТ	180	5800	1315	2120	616	8	150	32	200	6665
250ИКТ	250	5920	1550	2520	870	4	200	40	250	9600
300ИКТ	300	6920	1550	2520	870	4	200	40	250	11150

#### Технічна характеристика аміачних панельних випарників

Марка	Поверхня, м <sup>2</sup>	Число секцій	Розміри бака, мм			Діаметр трубопроводів, мм					Маса, кг
			довжина	ширина	висота	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>d</i> <sub>2</sub>	<i>d</i> <sub>3</sub>	<i>d</i>	<i>d</i> <sub>4</sub>	
20ИП	20	4 × 5	3470	575	1050	100	100	50	70	20	995
30ИП	30	6 × 5	3470	575	1050	100	100	50	70	20	1245
40ИП	40	8 × 5	3470	735	1050	100	100	50	70	20	1500
60ИП	60	12 × 5	3670	1060	1050	100	100	50	100	20	2165
90ИП	90	18 × 5	3670	1545	1050	150	100	50	100	20	3000
120ИП	120	12 × 10	6100	1115	1200	200	200	125	150	40	4030
180ИП	180	18 × 10	6100	1625	1200	250	200	125	150	40	5625
240ИП	240	24 × 10	6100	2135	1200	250	200	125	200	40	7200
320ИП	320	32 × 10	6100	2815	1200	300	200	125	200	40	9440

#### Додаток 4

##### Технічна характеристика кожухотрубчастих горизонтальних конденсаторів

Марка	Поверхня, м <sup>2</sup>	Габарити, мм				Число труб	Число ходів	Довжина обичайки, мм	Діаметр патрубків, мм					Маса, кг
		діаметр	довжина	ширина	висота				<i>d</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>d</i> <sub>2</sub>	<i>d</i> <sub>3</sub>	<i>d</i> <sub>4</sub>	
10КТГ	9	408	1880	535	760	99	10	1500	50	15	1,25 гр.	10	10	590
20КТГ	20	500	2930	810	910	144	8	2500	50	25	70	10	20	995
25КТГ	25	500	3430	810	910	144	8	3000	50	25	70	10	20	1140
32КТГ	32	500	4430	810	910	144	8	4000	50	25	70	10	20	1140
40КТГ	40	600	3520	910	1000	216	8	3000	70	25	80	10	25	1555
50КТГ	50	600	4520	910	1000	216	8	4000	70	25	80	10	25	1930
65КТГ	65	600	5520	910	1000	216	8	5000	80	25	100	10	25	2430
90КТГ	90	800	4640	1110	1230	386	8	4000	80	25	125	10	32	3300
110КТГ	110	800	5640	1110	1230	386	8	5000	80	25	125	10	32	4000
140КТГ	140	1000	4750	1330	1670	614	8	4000	100	25	200	25	40	5330
180КТГ	180	1000	5750	1330	1670	614	8	5000	100	25	200	25	40	6450
250КТГ	250	1200	5845	1520	1940	870	8	5000	125	32	250	25	50	9360
300КТГ	300	1200	6845	1520	1940	870	8	6000	125	32	250	25	50	10930