

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства
та природокористування

Кафедра гідроенергетики, теплоенергетики
і гідравлічних машин

01-06-86М

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять з навчальної дисципліни
«Теплотехнологічні процеси і установки» (Тема
«Теплові розрахунки холодильних установок») для
здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського)
рівня за ОПП «Теплоенергетика» спеціальності 144
«Теплоенергетика» галузі знань 14 «Електрична
інженерія» усіх форм навчання

Рекомендовано науково-методичною
радою з якості ННІВГП
Протокол № 10 від 20 червня 2023 р..

Рівне – 2023

Методичні вказівки до практичних занять з навчальної дисципліни «Теплотехнологічні процеси і установки» (Тема «Теплові розрахунки холодильних установок») для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за ОПП «Теплоенергетика» спеціальності 144 «Теплоенергетика» галузі знань 14 «Електрична інженерія» усіх форм навчання [Електронне видання] / Куба В. В., Серeda В.В. – Рівне : НУВГП, 2023. – 23 с.

Укладачі:

Куба В. В. – старший викладач кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин;

Серeda В. В. – доцент кафедри теплової та альтернативної енергетики КПІ ім. Ігоря Сікорського, к.т.н., доцент.

Відповідальний за випуск: Рябенко О. А , д.т.н., професор, завідувач кафедри гідроенергетики, теплоенергетики і гідравлічних машин.

Керівник ОПП

Костюк О. П.

© В.В. Серeda, В.В. Куба, 2023

© НУВГП, 2023

ЗМІСТ

Передмова.....	3
1. Тепловий розрахунок абсорбційних установок.....	4
1.1. Вибір холодоагента.....	4
1.2. Використання абсорбційних установок.....	5
1.3. Принцип роботи абсорбційних установок.....	6
1.4. Послідовність теплового розрахунку.....	8
2. Тепловий розрахунок теплонасосних установок.....	15
2.1. Загальні відомості.....	15
2.2. Принцип роботи теплонасосної установки.....	15
2.3. Цикл теплонасосної установки в T-S координатах.....	17
2.4. Послідовність теплового розрахунку.....	19
3. Питання до самостійної роботи.....	22
Список рекомендованої літератури.....	23

ПЕРЕДМОВА

Широке використання штучного холоду у всіх галузях промисловості обумовлює постійний розвиток холодильної техніки. Практична реалізація багатьох актуальних наукових напрямів пов'язана із використанням штучного холоду. Холодильна техніка є складовою частиною енергетики України.

Студенти напряму підготовки 6.050601 «Теплоенергетика» ознайомлюються із конструкцією і тепловими розрахунками холодильних установок під час вивчення дисципліни «Теплотехнологічні процеси і установки» на лекціях і практичних заняттях.

Мета даних методичних вказівок – поглибити і практично закріпити навички теплових розрахунків абсорбційних і теплонасосних установок, як вискоелективного енергозберігаючого обладнання для тепло-холодопостачання різноманітних об'єктів комунального господарства і промисловості. Ці установки також можуть використовуватися, як технічні засоби для утилізації вторинних енергоресурсів.

1. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК АБСОРБЦІЙНИХ УСТАНОВОК

1.1. ВИБІР ХОЛОДОАГЕНТА

В якості робочого тіла в абсорбційних установках (АБУ) використовують розчини, що складаються з двох компонентів: холодоагента і поглинача (абсорбента).

До робочого тіла висувають такі вимоги: висока абсорбційна здатність; низький тиск парів; нетоксичність; вогне- та вибухобезпечність, повна взаємна розчинність компонентів, значна відмінність величин температур кипіння компонентів.

В даний час на практиці використовуються в основному два види робочих тіл абсорбційних установок:

- розчин «вода-аміак», де аміак є холодоагентом, а вода – абсорбентом;
- розчин «вода-бромистий літій», де вода є робочим агентом, а бромистий літій – абсорбентом.

Фізичні властивості цих розчинів наведені в [1].

Водоаміачний розчин має невелику різницю температур кипіння $\Delta t = 1 \dots 3^\circ\text{C}$, тому в парах аміаку завжди буде знаходитись деяка кількість абсорбенту. Це може призвести до корозії та утворення льоду в дреселі. Для запобігання цього необхідно встановлювати ректифікаційні пристрої, що ускладнює установку, збільшує капіталовкладення та втрати тепла. Аміак – сильнодіюча отруйна речовина, яка робить установку хімічно небезпечною.

Розчин води із сіллю бромистого літію має значну різницю температур кипіння $\Delta t \approx 12^\circ\text{C}$, тому ректифікація тут не потрібна. Це значно спрощує установку. Також перевагами цього розчину є нетоксичність та вибухобезпечність. А його недоліком є агресивність по відношенню до металів. Для запобігання руйнування металу до розчину додають спеціальні присадки, або ж забезпечують повну відсутність повітря в системі. Бромистий літій використовується в установках для отримання холодної води з температурою $+5 \dots +8^\circ\text{C}$.

1.2. ВИКОРИСТАННЯ АБСОРБЦІЙНИХ УСТАНОВОК

Основною особливістю АБУ є те, що вони використовують теплоту замість електроенергії. Саме тому в якості грюючого середовища економічно вигідно використовувати вторинні, або ж нетрадиційні енергоресурси. Схеми АБУ для утилізації скидної теплоти наведені в [2]. Використання АБУ дозволяє збільшити енергетичну ефективність системи вироблення холоду майже в 2 рази. Крім того, використання скидної теплоти забезпечує охорону навколишнього середовища.

Абсорбційні бромисто-літєві холодильні установки також використовуються для систем кондиціонування повітря громадських і виробничих будівель. У 70% японських будівель кондиціонери працюють, використовуючи холод, отриманий з тепла в абсорбційних бромисто-літєвих холодильних установках (АБХУ).

АБУ можуть використовуватися і для отримання гарячої води. При цьому загальні приведені витрати (включаючи капітальні витрати, затрати на пусконаладжувальні роботи, експлуатаційні витрати), нижче, ніж витрати при використанні окремих холодильної машини і бойлера.

Перевагами АБУ є:

- знижений шум при роботі обладнання, відсутність вібрацій;
- відсутність високого тиску в системі;
- відсутність масивних рухомих частин;
- висока надійність установок;
- низька вартість обслуговування.

Використання таких систем охолодження дозволяє підвищити надійність систем кліматизації, оскільки в цьому випадку працездатність системи холодопостачання менше залежить від надійності єдиного джерела електропостачання. Доцільно також застосування АБУ в якості резервного джерела холодопостачання.

1.3. ПРИНЦИП РОБОТИ АБУ

Розглянемо принцип роботи АБУ на основі геліоабсорбційного бромистолітійового термотрансформатора (див. рис.1). В літній час холод потрібний для охолодження повітря, а тепло відводиться в ґрунтовий акумулятор. В зимовий час це тепло може використовуватись на підігрів повітря для вентиляції приміщень, або на підігрів гарячої води.

Установка включає в себе наступні апарати: абсорбер-випарник, генератор-конденсатор, теплообмінники «розчин-розчин» і «розчин-етиленгліколь», віддільник повітря, насоси, гідравлічні затвори і розширювальні баки. В якості абсорбенту використовується водний розчин бромистого літію $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, а холодоагентом є вода.

Установка працює наступним чином. Вода охолоджується в трубному просторі випарника 1. Зовнішня поверхня труб зрошується водою, що кипить під вакуумом при температурі 282 К (9°C). Пари холодоагенту надходять до абсорбера 2, де вони поглинаються водосольовим розчином, який стікає тонкою плівкою по зовнішній поверхні охолоджуючих труб абсорбера. Тепло, яке виділяється при абсорбції, відводиться етиленгліколем до ґрунтового акумулятора. Слабкий розчин з нижньої частини абсорбера насосом подається через регенеративний теплообмінний апарат розчинів 6 на регенерацію. В теплообміннику слабкий розчин підігрівається зустрічним потоком гарячого міцного розчину. Міцний розчин при цьому охолоджується перед надходженням до абсорбера 2.

Після теплообмінника нагрітий слабкий розчин подається в генератор 4, де розділяється на пару і міцний розчин. Пароутворення відбувається за рахунок підведення гарячої води від геліонагрівача 5. Міцний розчин відводиться в теплообмінник «розчин-розчин» 6, а пара надходить в конденсатор 3. В конденсаторі за рахунок відведення теплоти пара конденсується. Тепло яке відводиться етиленгліколем надходить в ґрунтовий акумулятор. Конденсат надходить у випарник 1 і цикл замикається.

1.4. ПОСЛІДОВНІСТЬ ТЕПЛООВОГО РОЗРАХУНКУ

Для виконання теплового розрахунку АБУ необхідно визначити наступні параметри: тип розчину, який буде використовуватись в установці; температура гріючого джерела (теплоносія на вході у генератор); температура охолоджуючого джерела (теплоносія на вході у конденсатор і абсорбер) і температура об'єкта охолодження (теплоносія на виході із випарника).

За заданими параметрами зовнішніх джерел, використовуючи h - ξ діаграми [3] и таблиці термодинамічних параметрів рівноважених фаз розчинів [1], будують цикл установки в діаграмі та визначають термодинамічні параметри робочого агента і абсорбента у вузлових точках циклу; розраховують питомі теплові потоки в апаратах і складають тепловий баланс установки; знаходять значення теплового і холодильного коефіцієнтів, які характеризують енергетичну ефективність циклу і схеми установки.

Розглянемо послідовність виконання теплового розрахунку АБУ, яка показана на рис. 1 і описана в розділі 1.3.

Вихідні дані:

- а) Температура гріючої води $t_h = 80^\circ\text{C}$.
- б) Температура етиленгліколю:
 - на вході в абсорбер $t_{e1} = 26^\circ\text{C}$;
 - на виході із конденсатора $t_{e2} = 32^\circ\text{C}$.
- в) Температура води, яка подається на охолодження $t_c = 16^\circ\text{C}$.
- г) Необхідна холодопродуктивність $Q_0 = 52,4 \text{ кВт}$.

1.4.1. Визначення параметрів в точках циклу

1. Температура кипіння води у випарнику:

$$t_o = t_c - \Delta t_c, \quad (1)$$

де Δt_c – різниця температур охолодженої води, $\Delta t_c = 7^\circ\text{C}$.

$$t_o = 16 - 7 = 9^\circ\text{C}.$$

2. Тиск та ентальпію водяної пари у випарнику визначаємо з h-s діаграми при $t_o = 9^\circ\text{C}$:

$$P_0 = 1148 \text{ Па}; \quad h_0 = 2517,4 \text{ кДж/кг.}$$

3. Температура конденсації:

$$t_3 = t_{e1} + \Delta t_e, \quad (2)$$

де Δt_e – різниця температур охолоджуючої води, $\Delta t_e = 7^\circ\text{C}$.

$$t_3 = 26 + 7 = 33^\circ\text{C}.$$

4. Тиск та ентальпія води у конденсаторі при $t_k = 33^\circ\text{C}$:

$$P_3 = 5036 \text{ Па}; \quad h_3 = 138,3 \text{ кДж/кг.}$$

5. Тиск в генераторі:

$$P_4 = P_k + \sum \Delta P, \quad (3)$$

де $\sum \Delta P$ – сумарні гідравлічні втрати тиску, $\sum \Delta P = 133 \text{ Па}$.

$$P_4 = 5036 + 133 = 5169 \text{ Па.}$$

6. Температура міцного розчину на виході з генератора:

$$t_4 = t_h - \Delta t_h, \quad (4)$$

де $\Delta t_h = 10^\circ\text{C}$ – різниця температур в системі геліонагрівача.

$$t_4 = 80 - 10 = 70^\circ\text{C}.$$

7. Побудуємо цикл роботи АБУ в h- ξ діаграмі (див. рис.2) і визначимо ентальпію та концентрацію міцного розчину бромистого літію:

$$h_4 = 320,8 \text{ кДж/кг}, \quad \xi_M = 58,5\%.$$

8. Температура слабкого розчину на виході з абсорбера:

$$t_2 = t_{e1} + \Delta t_a, \quad (5)$$

де Δt_a – різниця температур слабкого розчину та етиленгліколю, $\Delta t_a = 8^\circ\text{C}$.

$$t_2 = 26 + 8 = 34^\circ\text{C}.$$

9. Тиск в абсорбері визначаємо з врахуванням сумарних гідравлічних втрат:

$$P_2 = P_0 - \sum \Delta P, \quad (6)$$

$$P_2 = 1148 - 133 = 1015 \text{ Па.}$$

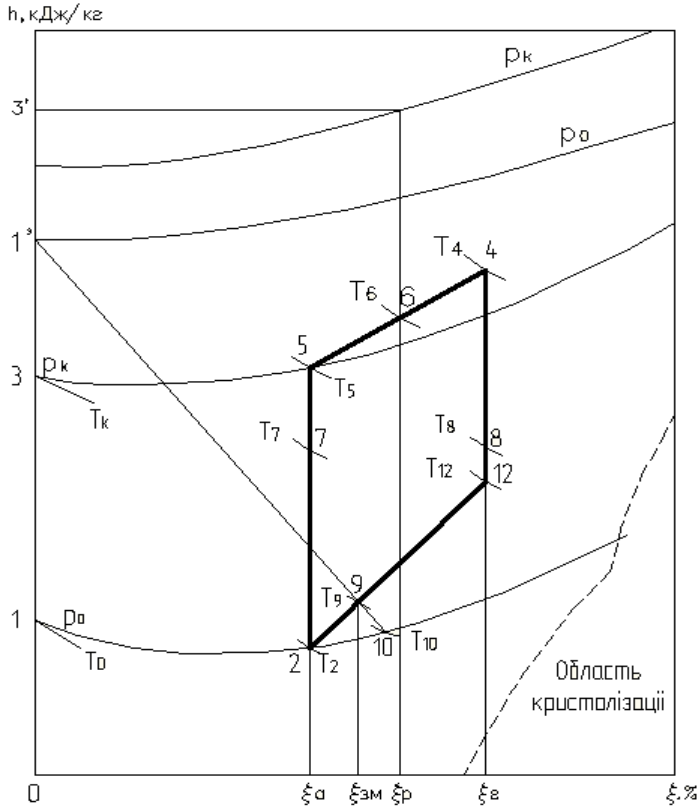


Рис. 2. Цикл абсорбційного термотрансформатора:
 2-7 – підігрів слабкого розчину в теплообміннику «розчин-розчин»;
 7-5 – підігрів слабкого розчину в генераторі;
 5-4 – кипіння слабкого розчину;
 4-8 – охолодження міцного розчину в теплообміннику «розчин-розчин»;
 8-12 – охолодження міцного розчину в теплообміннику «розчин - етиленгліколь»;
 12-2 – абсорбція водяної пари міцним розчином

10. Ентальпію та концентрацію слабкого розчину визначаємо з h - ξ діаграми (див. рис.2):

$$h_2 = 254,2 \text{ кДж/кг}, \quad \xi_{сг} = 53,5\%.$$

11. Температура міцного розчину після теплообмінника «розчин-розчин»:

$$t_8 = t_2 + \Delta t_p, \quad (7)$$

де Δt_p – різниця температур міцного розчину після теплообмінника та слабкого розчину після абсорбера, приймаємо $\Delta t_p = 11^\circ\text{C}$.

$$t_8 = 34 + 11 = 46^\circ\text{C}.$$

12. Температура міцного розчину після теплообмінника «розчин-етиленгліколь»:

$$t_{12} = t_{e1} + \Delta t_e, \quad (8)$$

де $\Delta t_e = 10^\circ\text{C}$ – різниця температур міцного розчину після теплообмінника та етиленгліколя на вході.

$$t_{12} = 26 + 10 = 36^\circ\text{C}.$$

13. Кратність циркуляції розчину:

$$f = \frac{\xi_{\text{міц}}}{\xi_{\text{міц}} - \xi_{\text{сл}}}, \quad (9)$$

$$f = \frac{58,5}{58,5 - 53,5} = 11,7 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}.$$

14. Питома теплота віддана в теплообміннику «розчин-етиленгліколь» визначається за формулою:

$$q^{p-e} = (f - 1) \cdot (h_8 - h_{12}), \quad (10)$$

$$q^{p-e} = (11,7 - 1) \cdot (275 - 256,3) = 200 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

15. Теплота сприйнята в теплообміннику «розчин-розчин» визначається за формулою:

$$q^{p-p} = (f - 1) \cdot (h_4 - h_8), \quad (11)$$

$$q^{p-p} = (11,7 - 1) \cdot (320,8 - 275) = 490 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

16. Ентальпія слабкого розчину на виході з теплообмінника «розчин-розчин»:

$$h_7 = h_2 + q^{p-p} / f, \quad (12)$$

$$h_7 = 254,2 + 490 / 11,7 = 296,1 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

17. Температуру слабкого розчину після теплообмінника визначаємо з h - ξ діаграми (див. рис.2):

$$t_7 = 58^\circ\text{C}.$$

18. Визначаємо температуру розчину на початку процесу кипіння в генераторі при $\xi_{сл}=53,5\%$ та $P_4=5169Па$: $t_5=62^\circ C$.

19. Середня температура розчину в генераторі:

$$t_6 = (t_4 + t_5) / 2, \quad (13)$$
$$t_6 = (70 + 58) / 2 = 64^\circ C.$$

20. Ентальпія та концентрація розчину в генераторі при температурі $t_6=64^\circ C$ становить:

$$h_6=311,4 \text{ кДж/кг}; \quad \xi_6=55\%.$$

21. Ентальпія перегрітої пари на виході з генератора при відомих $\xi_6=55\%$ та $P_4=5169Па$ визначається з діаграми:

$$h_3 = 3041,7 \text{ кДж / кг}.$$

22. Концентрація змішаного розчину

$$\xi_{зм} = \xi_{сл} + \Delta\xi_{зм}, \quad (14)$$

де $\Delta\xi_{зм}$ - різниця концентрацій змішаного і слабого розчинів, приймають в межах 1-1,5%. Приймаємо $\Delta\xi_{зм}=1\%$. Тоді:

$$\xi_{зм}=53,5+1=54,5\%.$$

23. З діаграми при $\xi_{зм}=54,5\%$ визначаємо температуру змішаного розчину: $t_9=37^\circ C$.

24. Вища температура на початку процесу абсорбції становить $t_{10}=36^\circ C$.

1.4.2. Визначення питомого теплового навантаження на основні елементи системи

1. Питома кількість теплоти, яка сприймається в генераторі:

$$q_g = h_3' + (f - 1) \cdot h_4 - f \cdot h_7, \quad (15)$$

$$q_g = 3041,7 + (11,7 - 1) \cdot 320,8 - 11,7 \cdot 296,1 = 3010 \text{ кДж / кг}.$$

2. Питома холодопродуктивність:

$$q_0 = h_1' - h_3, \quad (16)$$

$$q_0 = 2940 - 456,7 = 2483,3 \text{ кДж / кг}.$$

3. Питома кількість теплоти, яка відводиться з конденсатора:

$$q_k = h_3' - h_3, \quad (17)$$

$$q_k = 3041,7 - 456,7 = 2585 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

4. Питома кількість теплоти, яка відводиться з абсорбера:

$$q_a = h_1' + (f - 1) \cdot h_8 - f \cdot h_2, \quad (18)$$

$$q_a = 2940 + (11,7 - 1) \cdot 275 - 11,7 \cdot 254,2 = 2908,4 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

5. Підведена теплота:

$$\sum q_{\text{підв}} = q_z + q_0 = 3010 + 2483,3 = 5493,3 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Відведена теплота:

$$\sum q_{\text{відв}} = q_k + q_a = 2585 + 2908,4 = 5493,4 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Відповідно тепловий баланс:

$$\sum q_{\text{підв}} = \sum q_{\text{відв}} = 5493,3 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

1.4.3. Визначення витрат розчинів

1. Годинна витрата пари, кг/с:

$$D = \frac{Q_0}{q_0}, \quad (19)$$

де Q_0 – холодопродуктивність установки, Вт; q_0 – питома холодопродуктивність, Дж/кг.

$$D = \frac{52400}{2483,3 \cdot 10^3} = 0,021 \frac{\text{кВт}}{\text{с}} = 75,6 \frac{\text{кВт}}{\text{год}}.$$

2. Кількість циркулюючого слабкого розчину, кг/с:

$$G_{cl} = f \cdot D, \quad (20)$$

де f – кратність циркуляції розчину; D – витрата холодоагента, який випаровується, кг/с.

$$G_{cl} = 11,7 \cdot 0,021 = 0,246 \text{ кг} / \text{с} = 885,6 \text{ кг} / \text{год}.$$

Витрата міцного розчину, кг/с:

$$G_{\text{міц}} = G_{cl} - D, \quad (21)$$

$$G_{\text{міц}} = 0,246 - 0,021 = 0,225 \text{ кг} / \text{с} = 810 \text{ кг} / \text{год}.$$

1.4.3. Визначення теплового навантаження на основні елементи системи

1. Теплове навантаження на генератор, Вт:

$$Q_z = D \cdot q_z, \quad (22)$$

$$Q_z = 0,021 \cdot 3010 \cdot 10^3 = 63210 \text{ Вт.}$$

2. Теплове навантаження на теплообмінник розчинів, Вт:

$$Q_m^{p-p} = \frac{G_{ca} \cdot q^{p-p}}{f}, \quad (23)$$

$$Q_m^{p-p} = \frac{0,246 \cdot 490 \cdot 10^3}{11,7} = 10303 \text{ Вт.}$$

3. Теплове навантаження на теплообмінник «розчин-етиленгліколь», Вт:

$$Q_m^{p-g} = \frac{G_{миц} \cdot q^{p-g}}{f}, \quad (24)$$

$$Q_m^{p-g} = \frac{0,225 \cdot 200 \cdot 10^3}{11,7} = 3846 \text{ Вт.}$$

4. Теплове навантаження на абсорбер, Вт:

$$Q_a = 0,021 \cdot 2908,4 \cdot 10^3 = 61076,4 \text{ Вт.}$$

5. Теплове навантаження на конденсатор, Вт:

$$Q_\kappa = D \cdot (h_6' - h_3), \quad (25)$$

де h_6' - ентальпія пари в конденсаторі визначаємо з h-s діаграми для водяної пари, $h_6' = 2619,9 \text{ кДж/кг}$.

$$Q_\kappa = 0,021 \cdot (261900 - 138300) = 52113,6 \text{ Вт.}$$

1.4.5. Визначення коефіцієнтів установки

1. Коефіцієнт трансформації теплоти становить:

$$M = (q_a + q_\kappa) / q_h, \quad (26)$$

$$M = (2908,4 + 2585) / 3010 = 1,825.$$

2. Значення холодильного коефіцієнта установки дорівнює:

$$\varepsilon_o = \frac{Q_o}{Q_z}, \quad (27)$$

$$\varepsilon_o = \frac{52400}{63210} = 0,83.$$

2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК

2.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

На сучасному етапі розвитку цивілізації все більше уваги приділяється використанню поновлюваних джерел енергії для промислових та побутових потреб. Для використання низькопотенційної теплової енергії навколишнього середовища були розроблені теплонасосні установки (ТНУ) або теплові насоси. Принцип роботи теплового насосу відображений в циклі Карно, опублікованому в 1824 р. у його дисертації. Практичну теплонасосну систему запропонував лорд Кельвін у 1852 р. під назвою «примножувач тепла».

Основи і методологія розрахунку теплонасосних установок з використанням сучасних методів прикладної термодинаміки викладені в [4].

Питання особливостей використання в теплових насосах різних джерел енергії та ефективності застосування теплонасосних технологій як в системах теплопостачання, так і в промислових технологіях розглянуті в [5,6].

Схеми ТНУ із використанням сонячної енергії для сучасних систем теплопостачання показані в [7].

2.2. ПРИНЦИП РОБОТИ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

Найбільшого поширення набули парокомпресійні ТНУ, де робочими агентами є фреони або їх суміші. Принципову схему компресійної ТНУ показано на рис.3.

ТНУ складається з:

- теплообмінника передачі тепла низького потенціалу внутрішньому контуру (випарник);
- компресора;
- теплообмінника передачі тепла внутрішнього контуру системі опалювання (конденсатор);
- дросельного пристрою для пониження тиску (регульоване сопло або отвір чи капілярна трубка).

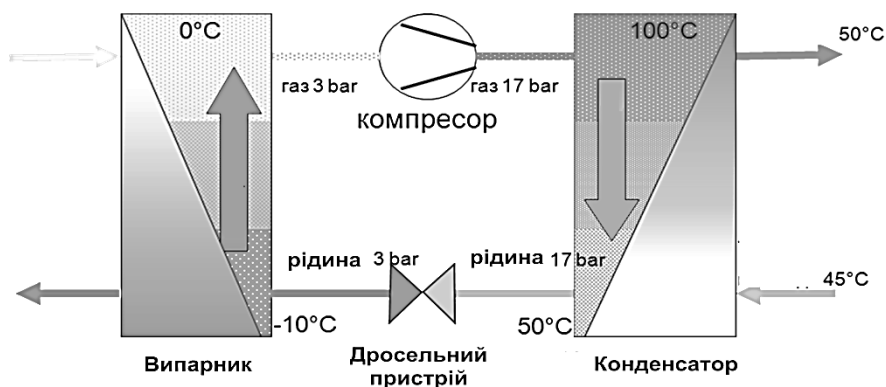


Рис. 3. Принципова схема теплонасосної установки

ТНУ працює за таким принципом: робоче тіло циркулює у контурі. Робочі тіла (фреони) підбираються таким чином, щоб вони мали температуру кипіння менше 0°C при атмосферному тиску. Рідкий фреон, відбираючи тепло від низькопотенційного джерела нагрівається і переходить в газоподібний стан. Далі, газоподібний фреон надходить до компресора, де його тиск підвищується з 3 до 17 бар. При такому стискуванні його температура різко збільшується.

Це найважливіший етап роботи теплового насоса. Саме на цьому етапі відбувається перетворення енергії великого об'єму газу з низькою температурою в малий об'єм газу з високою температурою до 75...100°C. При цьому, загальна енергія газу до і після компресора залишається незмінною. Теплова енергія газу (фреон), в конденсаторі передається в систему опалення і гарячого водопостачання будинку. Передача тепла відбувається внаслідок охолодження фреону і переходу його з газоподібного в рідкий стан, при цьому теплоносій опалювального контуру нагрівається до 60...65°C. До того ж, він як і раніше знаходиться під тиском в 17 бар. Потім відбувається зниження тиску до 3 бар (так званий ефект дроселювання). В результаті падіння тиску відбувається значне охолодження фреону (ефект,

зворотний підвищенню температури при збільшенні тиску). Він охолоджується до $0...3^{\circ}\text{C}$. І з такою температурою знову потрапляє у випарник. У випарнику під дією підведеної до нього низькопотенційної теплоти фреон переходить у газоподібний стан, а за допомогою компресора – знову у рідку фазу. Цикл повторюється.

В якості основного показника ефективності ТНУ застосовується коефіцієнт перетворення ϕ або опалювальний коефіцієнт, рівний відношенню теплової потужності ТНУ до потужності компресора.

2.3. Цикл ТНУ в T-S координатах

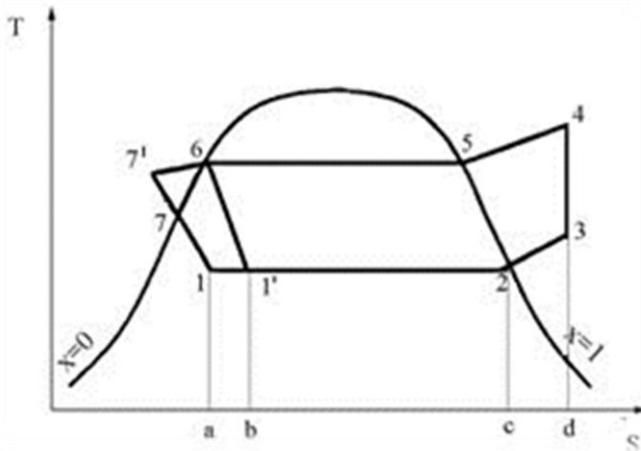


Рис. 4. Реальний цикл ТНУ в TS-діаграмі

В точці 1 рідкий фреон починає випаровуватись в випарнику і в кінці відрізка 1-2 в точці 2 рідини вже немає. Тиск та температура по всій довжині випарника залишаються незмінними. Однак, стискання в цій точці проводити не можна, так як через зміну, наприклад температури навколишнього середовища, точка 2 може змінювати своє положення, зсуваючись в область парорідинної фази.

Потрапляння частки рідини в компресор може призвести до гідродинамічного удару (вологий хід) та виходу з ладу компресора.

Тому відбір тепла проводять до тих пір доки на виході випарника не здійсниться перегрів пари на $4-6^{\circ}\text{K}$ вище температури кипіння (точка 3). Цей режим має назву режим «сухого ходу».

Крім того цей режим забезпечує підвищення холодопродуктивності ТНУ.

В процесі стискання в компресорі виникають втрати через тертя, наявності мертвого об'єму, наявності масла в холодоагенті, охолодження електродвигуна холодоагентом та інше. Ці втрати можна зменшити, збільшивши ступінь стискання і температуру холодоагенту (лінія 3-4), хоча температура конденсації повинна бути нижче.

Враховуючи ці положення, при конденсації необхідно перш за все зняти перегрів і привести холодоагент до потрібної температури конденсації (лінія 4-5).

На вхід до конденсатора холодоагент потрапляє у вигляді перегрітої пари. Робоче тіло контуру опалення охолоджує фреон при постійному тиску.

Холодоагент починає конденсуватися і в точці 5 з'являються краплі рідини. По мірі наближення до точки 6 кількість рідкої фракції буде збільшуватись, а в точці 6 кількість рідини складе 100%. Однак дроселювати в цій точці нераціонально через можливі втрати при дроселюванні. Втрати при дроселюванні визначаються фізичними властивостями холодоагенту, а також інтервалом температур до і після дроселювання – чим більше інтервал, тим більші втрати. Тому одним з засобів зниження втрат є зменшення цього інтервалу шляхом зниження температури рідкого холодоагенту перед дроселюванням. Це забезпечується переохолодженням фреону в конденсаторі. Процес переохолодження зображений лінією 7-7', а в ряді випадків співпадає з граничною кривою (лінія 6-7).

Хоча в парокompресійному циклі робота розширення складає невелику частку роботи циклу, забезпечити адіабатичне розширення складно. Дроселювання забезпечує пониження тиску без зміни ентальпії. Однак в процесі дроселювання реальних газів температура знижується менше, чим при адіабатичному розширенні. Це пояснюється наявністю часткового пароутворення за рахунок тертя. Внаслідок цього знижуються корисна робота і холодопродуктивність. Це необоротний процес іде із збільшенням питомої ентропії. Тому лінія процесу дроселювання іде з нахилом (лінія 7'-1). Питома холодопродуктивність (на 1 кг холодоагенту) пропорційна площі a-1-2-3-d-a. Затрачена робота площі 1-2-3-4-5-6-7'-1.

Енергія, віддана конденсатором, пропорційна сумі вище перелічених площ, тобто площі a-1-7'-6-5-4-3-d-a.

Збільшення холодопродуктивності за рахунок переохолодження конденсатора рівне площі a-1-1'-a.

Збільшення холодопродуктивності за рахунок перегріву холодоагента при кипінні дорівнює площі a-1-1'-б-a.

2.4. ПОСЛІДОВНІСТЬ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ

При розрахунку задаємося джерелом тепла низького потенціалу – річковою водою з температурою на вході у випарник $t_{н1}=10^{\circ}\text{C}$, а на виході з нього – $t_{н2}=6^{\circ}\text{C}$. Температура води на вході в охолодник $t_{п0}=35^{\circ}\text{C}$, а на виході з конденсатора – $t_{г1}=70^{\circ}\text{C}$. Теплопродуктивність теплового насоса $Q_m=46,5 \text{ кВт}$. Робочий агент – хладон R-410a.

1. Приймаємо кінцеву різницю температур у випарнику

$$t_{\text{кін.в.}} = t_{н2} - t_0 = 2,5^{\circ}\text{C}. \quad (28)$$

2. Знаходимо температуру випаровування:

$$t_0 = t_{н2} - t_{\text{кін.в.}}; \quad (29)$$

$$t_0 = 6 - 2,5 = 3,5^{\circ}\text{C}.$$

3. Задаємося кінцевою різницею температур в конденсаторі:

$$t_{кин.} = t_{e1} - t_{к} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (30)$$

4. Визначаємо температуру конденсації.

$$t_{к} = t_{e1} - t_{кин.}; \quad (31)$$
$$t_{к} = 70 + 5 = 75 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

5. За допомогою T-S діаграми (див. рис.4) знаходимо параметри робочого агента в наступних характерних точках циклу:

точка 1 : $t_1 = t_0 = 3,5 \text{ } ^\circ\text{C}$, $p_1 = 0,08 \text{ МПа}$, $h_1 = 665 \text{ кДж/кг}$,
 $v_1 = 0,275 \text{ м}^3/\text{кг}$;

точка 2 : $p_2 = 0,78 \text{ МПа}$, $h_2 = 724 \text{ кДж/кг}$, $t_2 = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$;

точка 3: $t_3 = 75 \text{ } ^\circ\text{C}$, $p_3 = 0,78 \text{ МПа}$, $h_3 = 506 \text{ кДж/кг}$;

точка 4 : $t_4 = t_{no} + t_{н1} = 35 + 10 = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$, $p_4 = 0,78 \text{ МПа}$,
 $h_4 = 468 \text{ кДж/кг}$;

точка 5 : $t_5 = 3,5 \text{ } ^\circ\text{C}$, $p_5 = 0,08 \text{ МПа}$, $h_5 = 468 \text{ кДж/кг}$.

6. Ентальпія робочого агента на виході з компресора при внутрішньому ККД компресора $\eta_{к} = 0,8$.

$$h_2 = h_1 + h_2' / \eta_{к}; \quad (32)$$

$$h_2 = 665 + (724 - 665) / 0,8 = 739 \text{ кДж/кг}$$

7. Внутрішня робота компресора становить:

$$L_{к} = h_2 - h_1; \quad (33)$$

$$L_{к} = 739 - 665 = 74 \text{ кДж/кг}.$$

8. Питоме теплове навантаження випарника:

$$q_0 = h_1 - h_5; \quad (34)$$

$$q_0 = 665 - 468 = 233 \text{ кДж/кг}.$$

9. Питоме теплове навантаження конденсатора:

$$q_{к} = h_2 - h_3; \quad (35)$$

$$q_{к} = 739 - 506 = 38 \text{ кДж/кг}.$$

10. Питоме теплове навантаження охолоджувача:

$$q_{no} = h_3 - h_4; \quad (36)$$

$$q_{no} = 506 - 468 = 38 \text{ кДж/кг}.$$

11. Енергетичний баланс теплового насоса:

$$q = L_k + q_0 = q_k + q_{no}; \quad (37)$$

$$q = 74 + 197 = 233 + 38 = 271 \text{ кДж / кг}$$

12. Визначаємо масу робочого агента:

$$G = Q_T / (q_k + q_{no}); \quad (38)$$

$$G = 46,5 / (233 + 38) = 0,172 \text{ кг / с.}$$

13. Об'ємна продуктивність компресора:

$$V_1 = 0,172 \cdot 0,275 = 0,0473 \text{ м}^3 / \text{с.}$$

14. Розрахункове теплове навантаження випарника:

$$Q_0 = q_0 \cdot G; \quad (39)$$

$$Q_0 = 197 \cdot 0,172 = 34 \text{ кВт.}$$

15. Розрахункове теплове навантаження охолоджувача:

$$Q_{no} = q_{no} \cdot G; \quad (40)$$

$$Q_{no} = 38 \cdot 0,172 = 6,8 \text{ кВт.}$$

Приймаючи електромеханічний ККД компресора $\eta_{ем} = 0,9$, визначаємо питому роботу компресора:

$$L_{км} = L_g / \eta_{ем}; \quad (41)$$

$$L_{км} = 74 / 0,9 = 82,2 \text{ кДж / кг.}$$

16. Питома витрата електроенергії на одиницю виробленого тепла:

$$\varepsilon_{ми} = L_{км} / (q_k + q_{no}); \quad (42)$$

$$\varepsilon_{ми} = 82,2 / (233 + 38) = 0,304.$$

17. Електрична потужність компресора:

$$Ne = L_{км} \cdot G; \quad (43)$$

$$Ne = 82,2 \cdot 0,172 = 4,2 \text{ кВт.}$$

18. Коефіцієнт трансформації становитиме:

$$\mu = (q_k + q_{no}) / L_{км} = 1 / \eta_{тм}; \quad (44)$$

$$\mu = 1 / 0,34 = 3,3.$$

19. Середня температура низькотемпературного тепловіддавача:

$$T_{н.ср.} = (10 + 6) / 2 + 273 = 281 \text{ К.}$$

20. Середня температура отриманого тепла:

$$T_{e.ср.} = (70 + 35) / 2 + 273 = 325,5 \text{ K}.$$

21. Коефіцієнт працездатності тепла з потенціалом $T_{e.ср.}$:

$$(\tau_q)_e = 1 - (293 / 325,5) = 1 - 0,9 = 0,1.$$

22. Ексергетичний коефіцієнт корисної дії теплонасосної установки:

$$\eta_e = (q_k + q_{no}) \cdot (\tau_q)_e / L_{км}; \quad (45)$$
$$\eta_e = (233 + 38) \cdot 0,1 / 82,2 = 0,33 (33\%).$$

3. ПИТАННЯ ДО САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ, [4]

1. Об'ємні та енергетичні коефіцієнти компресорів, с.237-244.
2. Класифікація та основні характеристики компресорів, с.244-246.
3. Основні схеми двохступневих холодильних машин, с.353-371.
4. Каскадні холодильні машини, с.411-424.
5. Повітряні холодильні машини, с.474-482.
6. Ежекторні холодильні машини, с.552-559, 567-571.
7. Абсорбційні холодильні машини, с.572-582.
8. Адсорбційні холодильні машини, с.647-662.
9. Теплові насоси для систем тепlopостачання, с.665-694.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ : справ. / Богданов С. Н., Бурцев С. И., Иванов О. П., Куприянова А. В.; под ред. Богданова С.Н. 4-е изд., перераб. и доп. СПб. : СПбГАХИТ (Санкт-Петербургская государственная академия холода и пищевых технологий), 1999. 320 с.
2. Горшков В. Г., Мухин Д. Г. Абсорбционные бромистолитиевые термотрансформаторы и некоторые технологии их использования для утилизации сбросной теплоты. *Научно-техническая конференция «Теплонасосные технологии в Украине. Состояние и перспективы внедрения»* (23-25 мая 2012, г. Киев), Сборник тезисов докладов Киев-2012, С.45–66.
3. Сайт <https://www.thermodynamics.hs-zigr.de>
4. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. Одесса : Студия «Негоциант», 2006. 712 с. (с приложением).
5. Безродний М. К., Пуховий І. І., Кутра Д. С. Теплові насоси та їх використання : навч. посіб. К. : НТУУ «КПІ», 2013. 312 с. Бібліогр.: С.292–311. 115 пр.
6. Пісарєв В. Є. Теплові насоси та холодильні установки : навч. посібник. Київ : КНУБА, 2002. 124с.
7. Сайт <http://www.viessmann.ua>