

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**



ПОДМАЗКО О.С.

**ХОЛОДИЛЬНІ УСТАНОВКИ**  
**ДОСЛІДЖЕННЯ ТХУ -14**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ

ОДЕСА 2019

Укладач: доц., к.т.н. Подмазко О.С.

Рецензент проф..Тітлов О.С..

Методичні вказівки розглянуті на засіданні кафедри холодильних установок і кондиціонування повітря та запропоновані до видання.

Протокол № від березня 2019 р.

Зав. кафедрою холодильних установок і кондиціонування повітря

проф. Хмельнюк М.Г.

## ВСТУП

Комбіновані тепло холодильні установки ТХУ-14 і ТХУ-23 призначені для охолодження води, використовуваної у якості проміжного холодоносія в місткостних і проточних охолоджувачах молока, і одночасно нагріву води для санітарно-технологічних потреб на МТФ та інших пунктів, де є потреба в холоді і теплій воді.

Області застосування установки ТХУ-14: молочно-товарні ферми, пункти первинної обробки молока. Установка працює в комплекті з резервуаром-охолоджувачем молока ємністю 2,5 м<sup>3</sup> або проточним охолоджувачем молока з середньою інтенсивністю потоку до 0,11 м / с (400 л / год.).

Технічна характеристика тепло холодильних установок ТХУ-14 и ТХУ-23

Показники	Установки	
	ТХУ-14	ТХУ-23
Холодопродуктивність, кВт	16,86	23,0
Витрати електроенергії на отримання холоду і підігрів води, кВт	7,5	10,0
У тому числі:		
- холодильної машини	6,0	8,5
- насоса холодоносія	1,5	1,5
Компресор	1ПБ10	4ПБ14
Теплопродуктивність, кВт	21,5	30,0
Номинальний режим:		
- температура холодоносія на виході з випарника, °С	2 ± 0,2	2 ± 0,2
- кількість холодоносія, що циркулює через випарник, м <sup>3</sup> /год.	6,0	5,0
- температура води на вході в конденсатор, °С	10 ± 1	10 ± 1
- тиск нагнітання, МПа	1,4	1,38
Кількість води, що нагрівається, м <sup>3</sup> /год.:		
- до (30 <sup>-5</sup> ) °С	0,56-0,75	0,7
- (40 <sup>+5</sup> ) °С	0,166	0,166
Кількість води, що нагрівається в місткості за цикл охолодження, м <sup>3</sup>	0,15	0,22
Тривалість циклу охолодження, год.	3,25	2,0
Температура нагрівання води в місткості за цикл охолодження, °С	60 ± 5	60 ± 10

Установки можуть використовуватися в комплекті з резервуаром-охолоджувачем молока місткістю 2,5 м<sup>3</sup>. Принципова схема установки ТХУ-14 приведена на рис. 1.

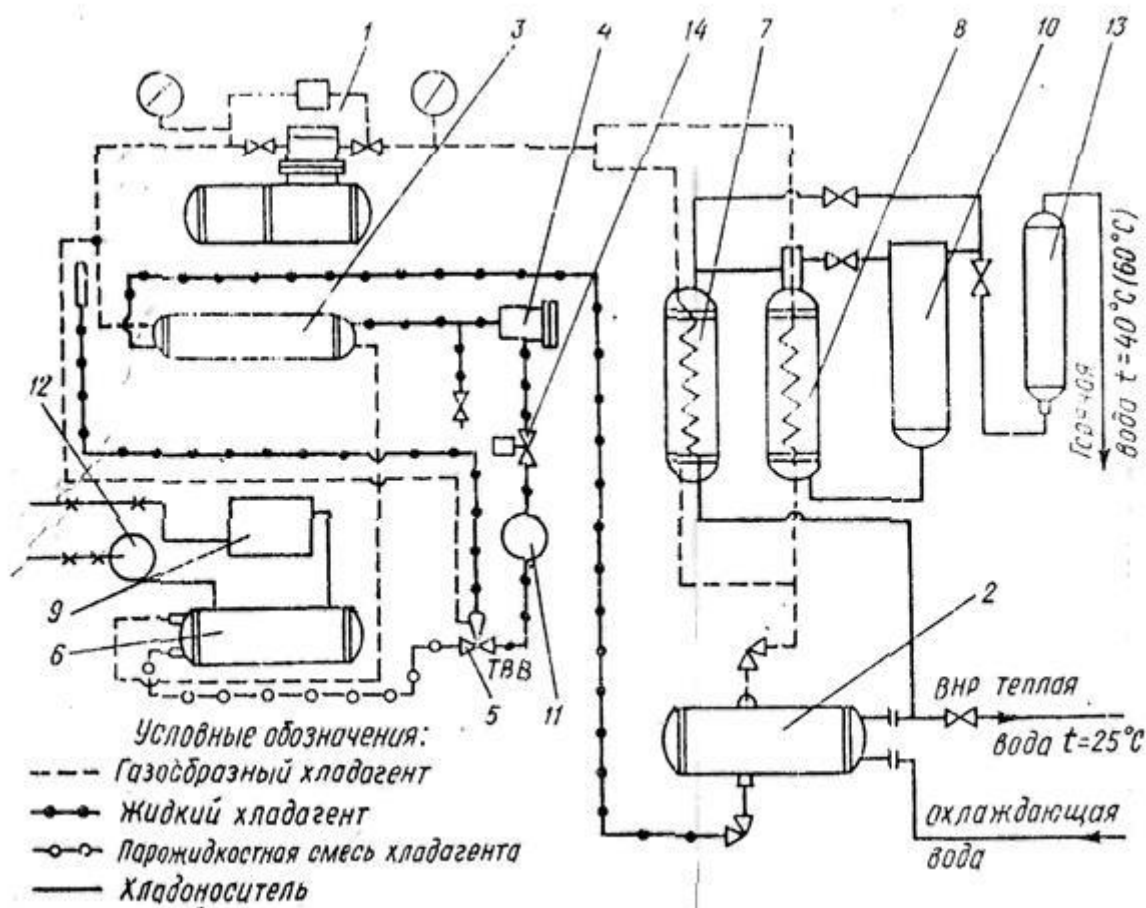


Рис. 1 – Принципова схема теплохолодильної установки ТХУ-14:  
 1 – компресор; 2 – конденсатор; 3 – рекуперативний теплообмінник;  
 4 – фільтр-осушувач; 5 – ТРВ; 6 – випарник; 7, 8 – теплообмінники; 9 – бак;  
 10 – бак; 11 – оглядове скло 12 – водяний насос; 13 – електроводонагрівач;  
 14 – соленоїдний вентиль

Працює установка таким чином. Холодильний агент R22\* стискується компресором 1 до тиску нагнітання і через теплообмінники 7 і 8 подається в конденсатор 2, де охолоджується і конденсується, віддаючи тепло проточній воді. З конденсатора рідкий агент поступає в регенеративний теплообмінник 3, потім у фільтр-осушувач 4, в якому осушується і очищається від домішок. Через вентиль мембранний з електромагнітним приводом подається на терморегулюючий вентиль 5. Проходячи ТРВ, рідкий холодоагент дроселюється до відповідного тиску кипіння і температури і надходить у

випарник. Там холодоагент кипить, поглинаючи тепло від холодоносія і охолоджуючи його. Пари хладону з випарника через регенеративний теплообмінник відсмоктуються компресором, і далі цикл повторюється.

Холодна вода – холодоносій – здійснює замкнутий цикл в системі охолодження молока. Циркуляція її забезпечується водяним насосом 12.

Тепла вода на виході з конденсатора розділяється на два потоки. Частина її (до водорегулювального вентиля ВНР) поступає на теплообмінники для подальшого підігрівання. Підігрів води в теплообмінниках здійснюється за рахунок теплообміну з гарячими парами хладону, що рухається протитечією: для проточного теплообмінника – в міжтрубному просторі, для теплообмінника конвективного контуру – в змійовику.

Проточний теплообмінник конвективного контуру за час роботи – 3,25 год. – нагріває воду в місткості у кількості  $0,15\text{ м}^3$  до температури  $60 \pm 5$  °С.

Інша частина води після конденсатора з температурою  $35 \pm 5$  °С може бути використана для пиття худобою та інших технологічних потреб.

Таким чином, холодильна машина ТХУ-14 на номінальному режимі забезпечує нагрів води в заданих трьох температурних рівнях без включення електронагрівачів.

При необхідності відбору гарячої води раніше закінчення циклу охолодження (3,25 год.), потреби в теплій воді при непрацюючій машині, недостатньому тепловому навантаженні на випарник, для забезпечення заданих параметрів води на виході до споживача на установці передбачений електроводонагрівач 13 потужністю 1,25 (5,25) кВт.

Система управління установкою забезпечує можливість роботи в автоматичному і ручному режимах.

Контроль величин тисків всмоктування і нагнітання здійснюється по мановакуумметрам, встановленим на щиті приладів.

Температуру пари хладону на всмоктуванні і нагнітанні компресора, температуру води в місткості і на виході до споживача можна перевірити ртутними термометрами. На апаратах в цих точках передбачені термометрові гільзи.

Теплова енергія, отримана при охолодженні одного літра молока, дозволяє нагрівати 0,52 л води до температури 55 °С. Ефективність такої схеми багато в чому залежить від чисельності поголів'я молочної ферми. Проте економія енергії при регенерації тепла з молока окупає застосування теплових насосів в корівниках навіть на 10 – 20 голів. У Німеччині, наприклад, теплові насоси застосовують в основному на фермах,

розрахованих на утримання не менше 30 – 40 корів. При 70 дійних коровах з продуктивністю 5000 кг молока в рік вони окупаються за 6 – 7 років при терміні служби 10 – 12 років.

Теоретично, при річному удої 5000 кг молока від однієї корови, корівник на 30 – 40 голів може забезпечити гарячим водопостачанням себе і житловий будинок на 4 – 6 чоловік.

ТХУ-14 складається з холодильної машини, блоку ємностей і щита управління водонагрівача (електричного).

Холодильна машина скомпонована з компресора, конденсатора водяного охолодження, кожухотрубного випарника, щита управління, трьох теплообмінників, фільтра-осушувача, приладів КВП і А.

Випарник-горизонтальний кожухотрубний теплообмінник, що складається з корпусу і двох кришок. Корпус складається з обичайки, до кінців якої приварені трубні розетки з розвальцованими в них теплообмінними трубками. Теплообмінні трубки мідні, внутрішньо оребрені зі зіркоподібними сердечниками. До трубним грат прикріплюються литі чавунні кришки.

Для збільшення швидкості теплоносія та інтенсивності теплообміну між киплячим в трубах хладоном і теплоносієм, що рухаються в міжтрубному просторі, на теплообмінні трубки встановлені внутрішні перегородки, що розділяють водяну порожнину випарника на ряди ходів.

Конденсатор – горизонтальний кожухотрубний теплообмінний апарат, що складається з корпусу і двох кришок. Корпус являє собою сталеву обичайку, до кінців якої приварені сталеві трубні решітки з розвальцованими в них накатними латунними трубками. До трубним грат корпусу кріпляться литі чавунні кришки з перегородками, що розділяють загальну кількість теплообмінних трубок на ряди ходів. В одній з кришок є отвори для входу і виходу охолодженої води.

Пароподібний холодильний агрегат після проточного і конвективного теплообмінників надходить в міжтрубний простір конденсатора через клапан, охолоджується за рахунок теплообміну з проточною водою, що циркулює в трубах, і виводиться забірною трубкою з ресиверної частини конденсатора через клапан.

Фільтр-осушувач складається з металевого корпусу, в якому знаходиться гільза, заповнена гранульованим селікагелем, і сітчастого фільтру. Фільтр-осушувач призначений для очищення і осушення порожнин холодильної машини, заповнених хладоном. Бруд, що випадково потрапив в систему, може призвести до виходу з ладу пар тертя, клапанів, приладів

автоматики. Волога викличе корозію і порушить роботу терморегулюючого вентиля.

Теплообмінник регенеративний для хладону виконаний на базі профільованої алюмінієвої двохстінної труби. Він складається з теплообмінної труби з щілинними каналами, по рідині і парі, і фланців. В теплообміннику одночасно з переохолодженням рідкого холодоагенту перед ТРВ відбувається осушення і значний перегрів всмоктуваної пари, що позитивно впливає на роботу компресора і сприяє збільшенню холодопродуктивності агрегату.

Теплообмінник проточний для нагріву води складається з корпусу і двох кришок. Корпус являє собою обичайку, до кінців якої приварені трубні решітки з розвальцованими теплообмінними трубами. Вода, що надходить після конденсатора, циркулює в трубах і нагрівається гарячими парами холодоагенту, що проходять в міжтрубному просторі теплообмінника.

Теплообмінник конвективний складається зі сталевий обичайки, змійовика, виконаного з латунної оребреної трубки, і донишків розподільників. При монтажі установки теплообмінник з'єднують з баком гарячої води трубопроводами. Гарячі пари хладону рухаються по змійовику. Вода, що знаходиться в міжтрубному просторі корпусу, нагрівається парами хладону і циркулює в замкнутій системі «теплообмінник-ємність» за рахунок різниці щільностей нагрітих і холодних частинок води. Процес конвективного руху води триває до вирівнювання температур в ємності і теплообміннику.

Блок ємностей складається з ємності холодної води, ємності гарячої води, електронагрівача із запобіжними клапанами і рами. Конструктивно обидві ємності розташовані одна над іншою, виконані у вигляді циліндрів з алюмінієвого листа, ізольовані полістиролом, захищені оббивкою і встановлені в рамі, яка має плиту для монтажу насоса при експлуатації установки. Ємність холодної води, винесена у верхню частину, служить для забезпечення рівномірного заповнення водяної магістралі резервуара-охолоджувача молока та стабілізації роботи водяного насоса. В кришку ємності уварений патрубок для первинного заповнення ємності водою до включення установки в роботу. Патрубок закритий пробкою. Заповнення ємності водою контролюється переливної трубкою.

Ємність з гарячою водою є накопичувачем води з температурою  $60 \pm 5$  °С, має два штуцери Ду-25 для приєднання до конвективного теплообміннику машини і штуцер Ду-155 – для виходу гарячої води до споживача через електронагрівач.

# МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ

## 1 Випробування конденсатора і водоохолоджувача ТХУ-14

### Мета роботи:

- отримання навичок вимірювання режимних параметрів працюючого устаткування;
- побудова дійсного циклу роботи холодильної машини;
- визначення теплових навантажень, температурних напорів і коефіцієнтів теплопередачі конденсатора і водоохолоджувача

### 1.1 Контрольно-вимірювальні прилади

Для проведення випробувань лабораторний стенд оснащений наступними контрольно-вимірювальними приладами:

- мановакууметром для визначення тиску всмоктування компресора  $P_{вс} = P_o$ , кг/см<sup>2</sup>;
- манометром для визначення тиску нагнітання компресора  $P_n = P_k$ , кг/см<sup>2</sup>;
- витратоміром для визначення об'ємної витрати води, що проходить через конденсатор,  $V_{вд}$ , м<sup>3</sup>/год.;
- мідь-константовими термопарами і скляними термометрами для визначення температур:
  - пари R22 на нагнітальній стороні компресора  $t_2$ , °C;
  - пари R22 на вході в конденсатор  $t_3$ , °C;
  - рідкого R22 після конденсатора  $t_4$ , °C;
  - рідкого R22 після рекуперативного теплообмінника  $t_5$ , °C;
  - паро-рідинної суміші R22 на вході у випарник  $t_6$ , °C;
  - пари R22 після випарника  $t_7$ , °C;
  - пари R22 на всмоктувальній стороні компресора  $t_8$ , °C;
  - води на вході в конденсатор  $t_{11}$ , °C;
  - води на виході з конденсатора  $t_{12}$ , °C;
  - повітря на вході у водоохолоджувач  $t_{13}$ , °C;
  - повітря на виході з водоохолоджувача (до вентилятора)  $t_{14}$ , °C;
  - повітря в нагнітальному каналі водоохолоджувача (після вентилятора)  $t_{19}$ , °C;
- чашковим анемометром для визначення швидкості повітря в нагнітальному каналі водоохолоджувача,  $v_{ввых}$  (м/с).



## 1.2 Порядок проведення роботи

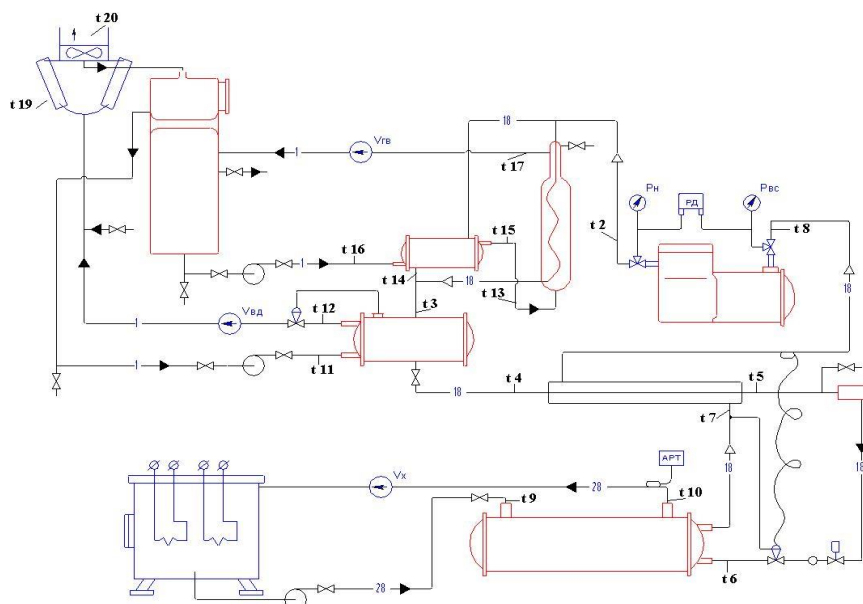
Експериментальний стенд працює в режимі холодильної установки.

Вимірювання проводяться після встановлення стаціонарного режиму роботи холодильної установки, про що свідчать стабільні значення параметрів, що фіксуються усіма контрольно-вимірювальними приладами.

## 1.3 Опис лабораторної холодильної установки

Принципова схема експериментального стенду наведена на рис. 1. ТХУ-14 включає в себе:

- беззащільниковий компресор 5ПБ10-2-024;
- горизонтальний кожухотрубний конденсатор з площею теплопередавальної поверхні  $F_k = 4,48 \text{ м}^2$ ;
- горизонтальний форконденсатор з площею теплопередавальної поверхні  $F_{гф} = 0,7 \text{ м}^2$ ;
- вертикальний форконденсатор з площею теплопередавальної поверхні  $F_{вф} = 1,36 \text{ м}^2$ ;
- рекуперативний теплообмінник з площею теплопередавальної поверхні  $F_{то} = 0,21 \text{ м}^2$ ;
- горизонтальний кожухотрубний випарник з площею теплопередавальної поверхні  $F_n = 1,73 \text{ м}^2$ ;
- фільтр-осушувач;
- водяні і розсільний насоси;
- розширювальний бак;
- водоохолоджувач з площею теплопередавальної поверхні  $F_{во} = \text{м}^2$ , призначений для охолодження води, що циркулює через конденсатор.



. рис.1 – Принципова схема експериментального стенду

#### 1.4. Методичні вказівки по обробці дослідних даних

Результати вимірів усереднити для подальшого використання середніх значень усіх параметрів.

По середнім значенням тисків конденсації  $P_K$ , випаровування  $P_0$  і температур  $t_2, t_3, t_4, t_5, t_6, t_7, t_8$  побудувати в діаграмі S-T дійсний цикл роботи холодильної машини, як показано на рис.2. При цьому, замість номерів точок проставити дійсні значення їх температур.

Положення точки 1 орієнтовно знайти на перетині ізоентропи  $S_2$  з ізобарою  $P_0$ .

По значенням тисків  $P_0$  і  $P_K$  визначити температури кипіння і конденсації R22 ( $t_0$  і  $t_K$ , °C). Проставити значення  $t_0$  і  $t_K$  на діаграмі S-T.

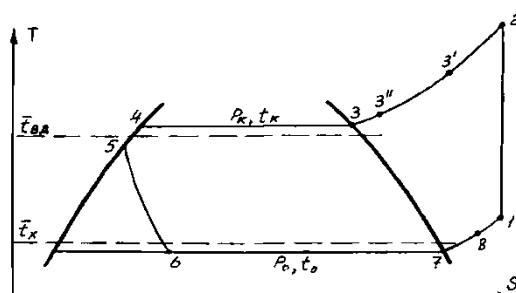


Рис.2 – Зображення циклу холодильної машини в діаграмі S-T

Вичислити середні значення температур води ( $\overline{t_{вд}}$ ) у конденсаторі і повітря ( $\overline{t_{в}}$ ) в водоохолоджувачі:

$$\overline{t_{вд}} = 0,5 \cdot (t_{11} + t_{12}), \text{ } ^\circ\text{C},$$

$$\overline{t_{в}} = 0,5 \cdot (t_{13} + t_{14}), \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Визначити ентальпії (h) точок циклу 3, 4 і занести їх в таблицю 1

Теплове навантаження конденсатора:

$$Q_K = \frac{V_{вд} \cdot (t_{12} - t_{11}) \cdot \rho_{вд} \cdot c_{вд}}{3600}, \text{ (кВт)},$$

де  $\rho_{вд}$  – щільність води, що визначається по температурі  $\overline{t_{вд}}$ , (кг/м<sup>3</sup>);

$c_{вд}$  – питома теплоємність води, що визначається по температурі  $\overline{t_{вд}}$ , (кДж/(кг·К));

$V_{вд}$  – об'ємна витрата води, що проходить через конденсатор, (м<sup>3</sup>/год.).

Кількість холодильного агента, циркулюючого в системі:

$$G_a = \frac{Q_K}{h_3 - h_4}, \text{ (кг/с)}.$$

Коефіцієнт теплопередачі конденсатора:

$$K_K = \frac{Q_K}{F_K \cdot \theta_K}, \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))},$$

де  $\theta_K$  – загальний температурний напір в конденсаторі:

$$\theta_K = \frac{t_{12} - t_{11}}{\ln \frac{t_K - t_{11}}{t_K - t_{12}}}, \text{ (К)}.$$

Теплове навантаження водоохолоджувача:

$$Q_{BO} = F_H \cdot \rho_{ВВЫХ} \cdot \bar{c}_{ВВЫХ} \cdot v_{ВВЫХ} \cdot (t_{14} - t_{13}), \text{ (кВт)},$$

де  $F_H$  – площа поперечного перерізу повітряного нагнітального каналу водоохолоджувача, (м<sup>2</sup>);

$\rho_{ВВЫХ}$  – щільність повітря при температурі  $t_{19}$ , (кг/м<sup>3</sup>);

$\bar{c}_B$  – питома теплоємність повітря при температурі  $t_B$ , (кДж/(кг·К));

$v_{ВВЫХ}$  – середня швидкість повітря в повітряному нагнітальному каналі водоохолоджувача (м/с). Величину  $v_{ВВЫХ}$  вимірюють в точці поперечного перерізу повітряного нагнітального каналу, заздалегідь визначеною експериментальним шляхом.

Коефіцієнт теплопередачі водоохолоджувача:

$$K_{BO} = \frac{Q_{BO}}{F_{BO} \cdot \theta_{BO}}, \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))};$$

де  $\theta_{BO}$  – загальний температурний напір у водоохолоджувачі:

$$\theta_{BO} = \frac{(t_{12} - t_{14}) - (t_{11} - t_{13})}{\ln \frac{t_{12} - t_{14}}{t_{11} - t_{13}}} \cdot \epsilon_{\theta}, \text{ (К)},$$

де  $\epsilon_{\theta}$  – поправочний коефіцієнт для апаратів з перехресним рухом середовищ, визначуваний по номограмі (рис.3) в залежності від значень параметрів P і R:

$$P = \frac{t_{14} - t_{13}}{t_{12} - t_{13}}, \quad R = \frac{t_{12} - t_{11}}{t_{14} - t_{13}}.$$

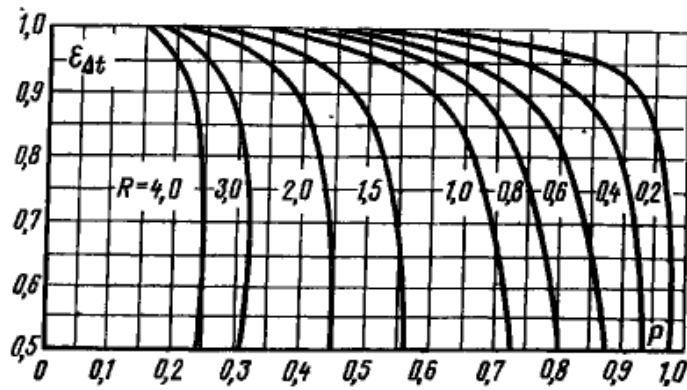


Рис.3 – Номограма для визначення поправочного коефіцієнта  $\epsilon_{\theta}$ .

Таблиця .1

№ вим.	Тиск, кг/см <sup>2</sup>		Швидкіст ь, м/с	Витрата, м <sup>3</sup> / год.	Температури, що вимірюються термопарами, °С						
	$P_K$	$P_0$	$v_{\text{ВЫХ}}$	$V_{\text{ВД}}$	$t_2$	$t_8$	$t_{11}$	$t_{12}$	$t_{13}$	$t_{14}$	$t_{15}$
1											
2											
3											
Середнє											

## .2 Випробування випарника і рекуперативного теплообмінника ТХУ-14

### 2.1 Мета роботи:

- отримання навичок вимірювання режимних параметрів працюючого устаткування;
- побудова дійсного циклу роботи холодильної машини;
- оцінка основних термодинамічних характеристик холодильної машини: холодильного коефіцієнта, ексергетичного ККД, питомої ефективної холодопродуктивності компресора;
- визначення теплових навантажень, температурних напорів і коефіцієнтів теплопередачі випарника і рекуперативного теплообмінника, коефіцієнта теплопрохідності баку холодоносія.

### 2.2 Порядок проведення роботи

Експериментальний стенд працює в режимі холодильної установки.

Вимірювання проводяться після встановлення стаціонарного режиму роботи холодильної установки, про що свідчать стабільні значення параметрів, що фіксуються усіма контрольно-вимірювальними приладами.

Дані контрольно-вимірювальних приладів знімати 3 – 4 рази через кожні 10 хвилин і заносити в таблиці.

Заповнені таблиці вимірювань представити викладачеві, що веде заняття для перевірки.

Дослідні дані обробити.

Після закінчення випробувань обговорити їх результати спільно з викладачем.

### 2.3 Методичні вказівки по обробці дослідних даних

Результати вимірювань усереднити для подальшого використання середніх значень усіх параметрів.

По середнім значенням тисків конденсації  $P_K$ , випаровування  $P_0$  і температур  $t_2, t_3, t_4, t_5, t_6, t_7, t_8$  побудувати в діаграмі S-T дійсний цикл роботи холодильної машини, як показано на рис.4. При цьому, замість номерів точок проставити дійсні значення їх температур.

Положення точки 1 орієнтовно знайти на перетині ізентропи  $S_2$  з ізобарою  $P_0$ .

По значенням тисків  $P_0$  і  $P_K$  визначити температури кипіння і конденсації R22 ( $t_0$  і  $t_K, ^\circ\text{C}$ ). Проставити значення  $t_0$  і  $t_K$  на діаграмі S-T.

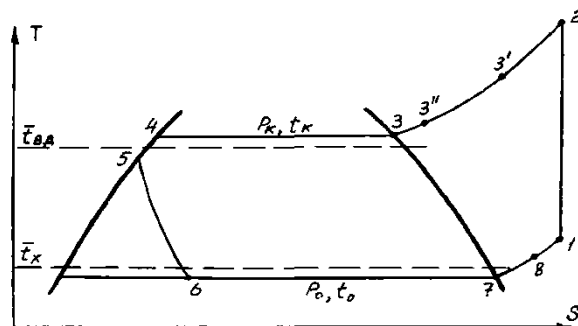


Рис.4 – Зображення циклу холодильної машини в діаграмі S -T

Вичислити середні значення температур води і холодоносія:

$$\bar{t}_B = 0.5 \cdot (t_{11} + t_{12}), ^\circ\text{C},$$

$$\bar{t}_X = 0.5 \cdot (t_9 + t_{10}), ^\circ\text{C}$$

і нанести їх на діаграму.

Визначити ентальпії (h) точок 1, 2, 6, 7, 8 циклу і занести їх в таблицю.

Теплове навантаження випарника:

$$Q_0 = \frac{V_x (t_9 - t_{10}) \cdot \rho_x \cdot c_x}{3600}, \text{ кВт},$$

де  $\rho_x$  – щільність етилгліколя, що визначається по його температурі  $\bar{t}_x$  і концентрації  $\xi$ , кг/м<sup>3</sup>;

$c_x$  – питома теплоємність етилгліколя, що визначається по його температурі  $\bar{t}_x$  і концентрації  $\xi$ , кДж/кг.

Теплоприпливи до холодоносія від електронагрівачів бака:

$$Q_H = \sum N_H, \text{ кВт},$$

де  $N_H$  – потужність електронагрівача, кВт.

Теплоприпливи до холодоносія, що поступають через зовнішні поверхні бака і трубопроводів:

$$Q_{\text{нар}} = Q_0 - Q_H, \text{ кВт}.$$

Загальний температурний напір у випарнику:

$$\theta_{\text{и}} = \frac{t_9 - t_{10}}{\ln \left( \frac{t_9 - t_0}{t_{10} - t_0} \right)}, \text{ (К)}.$$

Коефіцієнт теплопередачі випарника:

$$k_{\text{и}} = \frac{Q_0}{F_{\text{и}} \cdot \theta_{\text{и}}}, \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))}.$$

Коефіцієнт теплопрохідності  $k \cdot F_6$  бака холодоносія:

$$k \cdot F_6 = \frac{Q_H}{t_H - \bar{t}_x}, \text{ (Вт/К)}.$$

Масова витрата холодильного агента, циркулюючого в системі:

$$G_a = \frac{Q_0}{h_7 - h_6}, \text{ (кг/с)}.$$

Теплове навантаження рекуперативного теплообмінника:

$$Q_T = G_a \cdot (h_8 - h_7), \text{ (кВт)}.$$

Коефіцієнт теплопередачі рекуперативного теплообмінника:

$$k_T = \frac{Q_T}{F_T \cdot \theta_T}, \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К))},$$

де  $\theta_T$  – загальний температурний напір в теплообміннику:

$$\theta_T = \frac{(t_4 - t_8) - (t_5 - t_7)}{\ln \frac{t_4 - t_8}{t_5 - t_7}}, \text{ (К)}.$$

Адіабатичний холодильний коефіцієнт циклу:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l},$$

де  $q_0$  – питома холодопродуктивність, (кДж/кг):

$$q_0 = h_7 - h_6;$$

$l$  – питома адіабатна робота стискування компресора, (кДж/кг):

$$l = h_2 - h_1.$$

Холодильний коефіцієнт еквівалентного циклу Карно:

$$\varepsilon_k = \frac{T_0}{T_k - T_0},$$

де  $T_0$ ,  $T_k$  – абсолютні температури кипіння і конденсації холодильного агента:

$$T_k = t_k + 273,2 \text{ (К)}, \quad T_0 = t_0 + 273.2 \text{ (К)}.$$

Адіабатичний ексергетичний ККД циклу:

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_k}.$$

Питома ефективна холодопродуктивність компресора:

$$K_e = \frac{Q_0 + \Delta Q_0}{N_3},$$

де  $\Delta Q_0 = (0,05 \dots 0,07) \cdot Q_0$  – втрати холоду в навколишнє повітря через зовнішні поверхні випарника, теплообмінника, охолоджуваних фреонових трубопроводів і арматури.

Таблиця 2

№ вим.	Тиск, кг/см <sup>2</sup>		Витра таи, м <sup>3</sup> /год	Температури, що вимірюються термопарами, °С							Потужніст ь, кВт	
	$P_k$	$P_0$		$V_x$	$t_2$	$t_6$	$t_7$	$t_8$	$t_9$	$t_{10}$	$t_n$	$N_H$
1												
2												
3												
Серед не												

Примітка: величину  $N_3$  визначають підсумовуванням потужностей у фазах А, В і С.

# Додаток 1. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОГО ЦИКЛУ

Вихідні дані:  $Q_0 = 16,86$  кВт;

$$t_0 = -8 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_k = 30 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Цикл холодильної машини

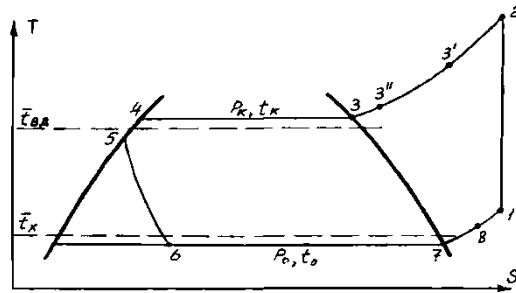


Рис.1 – Зображення циклу холодильної машини в діаграмі S-T

Таблиця 11 – Параметри циклу

Параметри	Од. вим.	Точки									
		1	2	3'	3''	3	4	5	6	7	8
Тиск, $p$	МПа	3,8	11,9	11,9	11,9	11,9	11,9	11,9	3,8	3,8	3,8
Температура, $t$	$^\circ\text{C}$	5	63	51	36	30	30	26	-8	-8	0
Ентальпія, $h$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	412	442	433	420	415	237	232	23	40	40
Об'єм, $v$	$\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	0,067									

Питомі характеристики циклу.

Питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = h_7 - h_6, \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

$$q_0 = h_7 - h_6 = 402 - 232 = 170 \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}, \left( \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \right)$$



$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{170}{0,067} = 2537,3 \left( \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \right)$$

Питома адіабатна робота стиску:

$$l = h_2 - h_1, \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

$$l = h_2 - h_1 = 442 - 412 = 30 \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Питоме тепло, відведене в конденсаторі:

$$q_k = h_3 - h_4, \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

$$q_k = h_3 - h_4 = 415 - 237 = 178 \left( \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right)$$

Масова витрата агента:

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0}, \left( \frac{\text{кг}}{\text{с}} \right)$$

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{16,86}{170} = 0,099 \left( \frac{\text{кг}}{\text{с}} \right)$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot v_1, \left( \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right)$$

$$V_d = M_a \cdot v_1 = 0,099 \times 0,067 = 0,0066 \left( \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right)$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda = \lambda_c \times \lambda'_w,$$

де:

$$\lambda_c = 1 - c \times \left[ \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] \quad (2.40) \quad \lambda'_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha \times T_k + \beta \times \theta'}$$

$\lambda_c$  – коефіцієнт подачі, який враховує вплив «мертвого простору»;

$c$  – відносна величина «мертвого простору». В компресорі приймається  $c = 0,03$ ;

$m$  – показник політропи зворотного розширення з «мертвого простору»;

$\lambda'_w$  – коефіцієнт, який враховує об'ємні втрати, обумовленні дроселюванням пари в клапанах, підігрів пари від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням з порожнини стискування в порожнину всмоктування в результаті внутрішніх нещільностей;

$\theta$  – загальний перегрів робочої речовини на всмоктуванні:

$$\theta = t_1 - t_0, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\theta = t_1 - t_7 = 5 - (-8) = 13^\circ\text{C}$$

$$\lambda_c = 1 - 0,03 \times \left[ \left( \frac{11,9}{3,8} \right)^1 - 1 \right] = 0,936$$

$$\lambda'_w = \frac{265 + 13}{1,12 \times 303 + 0,5 \times 13} = 0,804$$

$$\lambda = 0,936 \times 0,804 = 0,76$$

Теоретична об'ємна продуктивність:

$$V_h = \frac{V_\partial}{\lambda}, \left( \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right)$$

$$V_h = \frac{V_\partial}{\lambda} = \frac{0,0066}{0,76} = 0,0087 \left( \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l, (\text{кВт})$$

$$N_a = M_a \cdot l = 0,099 \cdot 30 = 2,97 (\text{кВт})$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i}, (\text{кВт})$$

де  $\eta_i$  – індикаторний ККД.

$$\eta_i = \lambda'_w + b \times t_0,$$

$b$  – коефіцієнт:  $b = 0,0025$

$$\eta_i = 0,729 + 0,0025 \times (-8) = 0,709$$

$$N_i = \frac{2,97}{0,709} = 4,19 (\text{кВт})$$

Потужність тертя:

$$N_{\text{тр}} = V_h \cdot P_{\text{ітр}}, \text{кВт}$$

де  $P_{\text{ітр}}$  – середній індикаторний тиск тертя, приймаємо  $P_{\text{ітр}} = 50$  кПа

$$N_{\text{тр}} = 0,0087 \cdot 50 = 0,435 (\text{кВт})$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_{\text{тр}} + N_i, (\text{кВт})$$

$$N_e = N_{\text{тр}} + N_i = 0,435 + 4,19 = 4,625 (\text{кВт})$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}}, (\text{кВт})$$

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{4,625}{0,85} = 5,44 (\text{кВт})$$

## Додаток 2. РОЗРАХУНОК ВИПАРНИКА

Середня (визначальна) температура води:

$$t_s = 0,5 \cdot (t_{s1} + t_{s2}) = 0,5 \cdot (5 + 2) = 3,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Фізичні параметри води при температурі  $t_s$  визначаємо по таблицям:

$\nu = 1,62 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\lambda = 0,567 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$  – коефіцієнт теплопроводності;

$c_s = 4,205 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$  – питома теплоємність;

$\rho = 998,9 \text{ кг}/\text{м}^3$  – щільність;

$Pr = 11,9$  – число Прандтля.

Температура кипіння холодоагенту  $t_0 = t_{s2} - 10 = 2 - 10 = -8 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Значення температурного напору  $\theta_L$ , підохолодження води  $\Delta t_s$  і швидкості води  $\omega_s$ , якими можна керуватися при розрахунку фреонових випарників з кипінням холодоагенту всередині труб, наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

$t_0, ^\circ\text{C}$	Холодоносіє	Холодоагент – фреон		
		$\omega_s, \text{ м/с}$	$\theta_L, ^\circ\text{C}$	$\Delta t_s, ^\circ\text{C}$
-8	Вода	0,5 – 1,0	4 – 7	1,5 – 4

У даному випарнику з кипінням агента R-22 усередині труб, приймаємо рух холодоносія в міжтрубному просторі упоперек пучка труб. На рис. 1 наведена схема руху води в міжтрубному просторі випарника.

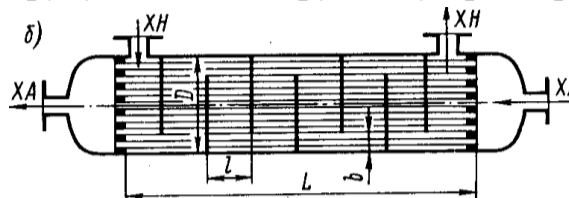


Рис. 1 – Схема руху холодоносія: ХН – вода; ХА – холодоагент

В якості теплообмінної поверхні приймаємо мідні труби  $\Phi 20 \times 3 \text{ мм}$  з внутрішнім оребренням, що утворює десять каналів. Загальний вигляд оребреної труби наведений на рис.2. Геометричні параметри труб приведені на рис.2 і в таблиці 2.

Таблиця 2

Живий переріз, $\text{мм}^2$	$F_{\text{ВН}}, \text{ м}^2/\text{м}$	$\beta = F_{\text{ВН}}/F_{\text{Н}}$	$d_{\text{э}}, \text{ мм}$	Маса, $\text{кг}/\text{м}$
129,24	0,158	2,52	2,98	1,031

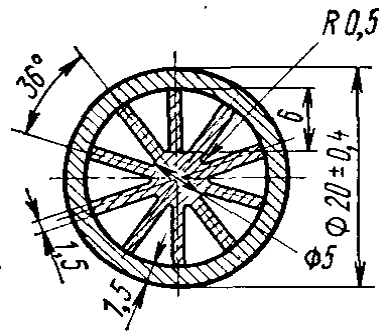


Рис.2 – Оребрена труба

Температурний напір:

$$\theta_{\text{Л}} = (t_{\text{S1}} - t_{\text{S2}}) / \ln [(t_{\text{S1}} - t_0) / (t_{\text{S2}} - t_0)] = (5 - 2) / \ln [(5 + 8) / (2 + 8)] = 11,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Задаємося швидкістю руху води в живому перерізі пучка  $\omega_{\text{S}} = 0,5 \text{ м/с}$ .

Режим руху води:

$$\text{Re} = \omega_{\text{S}} \cdot d_{\text{H}} / \nu = 0,5 \cdot 0,02 / (1,62 \cdot 10^{-6}) = 6172,8.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку води  $\alpha_{\text{S}}$ :

$$\alpha_{\text{S}} = \text{Nu} \cdot \lambda / d_{\text{H}} = 183,5 \cdot 0,571 / 0,02 = 5239 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

де число Нуссельта для шахового гладкотрубного пучка:

$$\text{Nu} = 0,40 \cdot \text{Re}^{0,60} \cdot \text{Pr}^{0,36} \cdot \varepsilon_{\text{S}} = 0,40 \cdot 6172,8^{0,6} \cdot 11,9^{0,36} \cdot 1 = 183,5$$

де  $\varepsilon_{\text{S}}$  – поправочний коефіцієнт, що враховує вплив кроків труб в пучку.

Приймаємо  $S_1 = S_2 = 0,026 \text{ м}$ . Для шахових пучків при  $S_1/S_2 < 2$   $\varepsilon_{\text{S}} = (S_1/S_2)^{1/6} = 1$ .

Щільність теплового потоку з боку води, віднесена до зовнішньої поверхні, з урахуванням термічних опорів стінки труби  $\delta_{\text{СТ}}/\lambda_{\text{СТ}}$  і забруднень  $\delta_3/\lambda_3$ :

$$q_{\text{H}} = \theta_{\text{S}} / [(1/\alpha_{\text{S}}) + \delta_{\text{СТ}}/\lambda_{\text{СТ}} + \delta_3/\lambda_3] = \theta_{\text{S}} / [(1/5239) + (0,3 \cdot 10^{-3})] = 2037,2 \cdot \theta_{\text{S}} \text{ Вт}/\text{м}^2, (*)$$

де  $\theta_{\text{S}}$  – різниця середніх значень температур зовнішньої поверхні труб і води,  $^\circ\text{C}$ ;  $(\delta_{\text{СТ}}/\lambda_{\text{СТ}} + \delta_3/\lambda_3) = 0,3 \cdot 10^{-3} (\text{м}^2\text{К})/\text{Вт}$  – сумарний термічний опір стінки труби і забруднень.

Задаємося швидкістю руху агента в трубах апарату –  $\omega_0 = 0,2 \text{ м/с}$ .

При масовій швидкості агента  $\omega_0 \rho_0 = 0,2 \cdot 1308,4 = 261,7 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  число труб в одному ході апарату :

$$n = M_{\text{A}} / (F_{\text{ЖС}} \cdot \omega_0 \rho_0) = 0,099 / (1,2924 \cdot 10^{-4} \cdot 261,7) = 14,3 \text{ шт.}$$

де  $M_{\text{A}} = Q_0 / (h_2 - h_1) = 16,86 / 170 = 0,099 \text{ кг/с}$  – масова витрата холодоагенту;  $(h_2 - h_1) = 170 \text{ кДж/кг}$  – різниця ентальпій холодоагенту на виході і вході випарника;  $\rho_0 = 1308,4 \text{ кг/м}^3$  – щільність рідкого холодоагенту при температурі кипіння;  $F_{\text{ЖС}}$  - живий переріз проходу агента усередині труби,  $\text{м}^2$  (табл.2).

Отримане значення  $n$  округлюємо до цілого значення  $n = 15$  і по ньому уточнюємо розрахункову величину швидкості агента в трубах апарату  $\omega_0$ .

$$\omega_0 = G_A / (F_{ЖС} \cdot n \cdot \rho_0) = 0,48 / (1,2924 \cdot 10^{-4} \cdot 15 \cdot 1298,5) = 0,19 \text{ м/с.}$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі при кипінні R-22, при повному його випаровуванні, для внутрішньообрєблених десятиканальних труб при  $\omega_0 \rho_0 = 90\text{-}200 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$  і  $q_{ВН} \leq 10000 \text{ Вт}/\text{м}^2$

$$\alpha_{ПР} = 100 \cdot (\omega_0 \rho_0)^{0,7} \cdot (d_{ЭКВ})^{-0,1} \cdot (P_0/P_{КР})^{0,4} \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}),$$

тоді щільність теплового потоку, віднесеного до внутрішньої поверхні труби з боку холодоагенту:

$$q_{ВН} = \alpha_{ПР} \cdot \theta_0 = 100 \cdot (261,7)^{0,7} \cdot (2,98 \cdot 10^{-3})^{-0,1} \cdot (0,584/4,99)^{0,4} \cdot \theta_0 = 3584 \cdot \theta_0 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

де  $d_{ЭКВ} = 2,98 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  – еквівалентний діаметр труби (табл. 2);  $P_0$  і  $P_{КР}$  – відповідно, тиск насиченої пари і критичний тиск холодоагенту, Па;  $\theta_0$  – різниця між температурами внутрішньої стінки труби і кипіння агента, °С.

Щільність теплового потоку, віднесеного до зовнішньої поверхні труби з боку холодоагенту:

$$q_H = q_{ВН} \cdot \beta = 3584 \cdot \theta_0 \cdot 2,52 = 9031,7 \cdot \theta_0 \text{ Вт}/\text{м}^2 \quad (**)$$

де  $\beta = 2,52$  – коефіцієнт обрєблення теплообмінної труби.

Отриману систему рівнянь (\*) і (\*\*) використовуємо для визначення щільності теплового потоку, віднесеного до зовнішньої поверхні труби випарника з кипінням холодоагенту усередині труб за допомогою графічного методу.

Оскільки обидві залежності лінійні, для їх побудови досить задатися по одному значенню  $\theta_s$  і  $\theta_0$ .

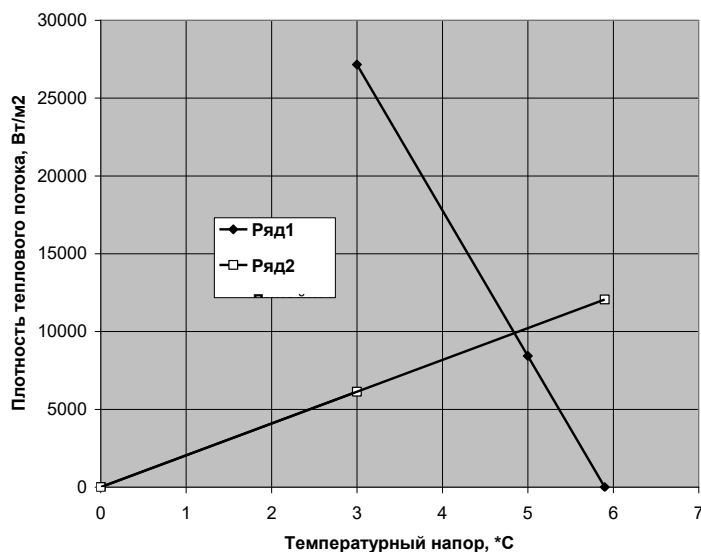


Рис.3 – Залежність  $q_H = f(\theta)$   
1 ряд –  $q_H = f(\theta_0)$ ; 2 ряд –  $q_H = f(\theta_s)$

По графіку рис 3. визначаємо  $q_H = 10000 \text{ Вт/м}^2$ .

Теплопередавальна поверхня апарату:

$$F_H = Q_0/q_H = 16,86 \cdot 10^3 / 10 \cdot 10^3 = 1,686 \text{ м}^2.$$

Довжина труб:

$$\sum L = F_H / (\pi \cdot d_H) = 1,686 / (3,14 \cdot 0,02) = 26,82 \text{ м}.$$

### Додаток 3. РОЗРАХУНОК ГОРИЗОНТАЛЬНОГО КОЖУХОТРУБНОГО КОНДЕНСАТОРА

Початкові дані:

- холодопродуктивність  $Q_0 = 16,84 \text{ кВт}$ ;
- температура конденсації  $t_K = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- температура охолоджувальної води  $t_{w_1} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Теплоту конденсації визначимо таким чином.

$$Q_K = Q_0 + Ni$$

$$Q_K = 16,84 + 4,19 = 21,03 \text{ кВт}$$

Прийmemo нагрів охолоджувальної води  $\Delta t_w = 4 \text{ }^\circ\text{C}$ , тоді  $t_{w_2} = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Знайдемо середньо логарифмічну різницю температур  $\theta_m$ .

$$\theta_m = \frac{\Delta t_w}{\ln \frac{t_K - t_{w_1}}{t_K - t_{w_2}}}$$

$$\theta_m = \frac{4}{\ln \frac{30 - 24}{30 - 28}} = 3,64 \text{ }^\circ\text{C}$$

Витрата води через конденсатор:

$$G_w = \frac{Q_K}{c_w \cdot \Delta t_w}$$

$$G_w = \frac{21,03}{4,183 \cdot 4} = 1,257 \text{ кг/с}$$

Приймаємо швидкість води в апараті  $w_w = 1,5 \text{ м/с}$ .

В якості поверхні теплопередачі вибираємо шаховий пучок з мідних труб із зовнішнім оребренням:

$d_{BH} = 11,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  – внутрішній діаметр трубок;

$F'_{BH} = 0,037 \text{ м}^2/\text{м}$  – внутрішня площа 1 м трубки;

$F'_T = 0,0336 \text{ м}^2/\text{м}$ ;

$F'_B = 0,11 \text{ м}^2/\text{м}$ ;

$F'_h = F'_r + F'_b = 0,144 \text{ м}^2/\text{м}$  – зовнішня площа 1 м трубки;

$$\beta = \frac{F'_h}{F'_{bh}} = \frac{0,144}{0,037} = 3,89 \text{ – коефіцієнт оребрення.}$$

Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі з боку води визначаємо числа Рейнольдса і Нуссельта:

$$Re = \frac{w_w \cdot d_{en}}{\nu}$$

де  $\nu$  – кінематична в'язкість води  $\text{м}^2/\text{с}$ ,  $\nu = 0,885 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  ( $t = 26 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

$$Re = \frac{1,5 \cdot 11,8 \cdot 10^{-3}}{0,885 \cdot 10^{-6}} = 20000$$

Для турбулентного режиму:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}$$

де  $Pr$  – параметр, що враховує властивості речовини,  $Pr = 6,06$ .

$$Nu = 0,021 \cdot 20000^{0,8} \cdot 6,06^{0,43} = 125,75$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку води:

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{bh}}$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності води,  $\lambda = 0,589 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$ .

$$\alpha_w = \frac{125,75 \cdot 0,589}{11,8 \cdot 10^{-3}} = 6276,84 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Прийmemo сумарний термічний опір стінки труби і забруднень рівним  $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 2,6 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$  і складемо рівняння для визначення щільності теплового потоку з боку води:

$$q_w = \frac{\theta_m - \theta_a}{\frac{1}{\alpha_w} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}}$$

$$q_w = \frac{3,64 - \theta_a}{\frac{1}{6276,84} + 2,6 \cdot 10^{-4}} = 2385 \cdot (3,64 - \theta_a)$$

де  $\theta_a$  - різниця температур конденсації і стінки труби.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодильного агента R-22, що конденсується, віднесений до внутрішньої поверхні труб:

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{\Delta h \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_0}} \cdot n^{-0,167} \cdot \beta \cdot \theta_a^{-0,25} \cdot \psi_p$$

де  $\Delta h$  – різниця ентальпій пари на вході в конденсатор і рідини, на виході з нього  $\text{кДж}/\text{кг}$ ;

$\rho$  – щільність насиченої рідини холодильного агента R-22 при температурі  $30^\circ\text{C}$   $\text{кг}/\text{м}^3$ ,  $\rho = 1085 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності  $\text{Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ ,  $\lambda = 0,083 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ ;

$\mu$  – коефіцієнт динамічної в'язкості  $\text{Па}\cdot\text{с}$ ,  $\mu = 2,16\cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ;

$g$  – прискорення вільного падіння  $\text{м}/\text{с}^2$ ,  $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$ ;

$n$  – середнє число труб по вертикалі,  $n = 3$ ;

$\beta$  – коефіцієнт обрєбрення,  $\beta = 3,89$ ;

$\psi_p$  – коефіцієнт, що враховує різні умови конденсації на горизонтальних і вертикальних ділянках поверхні труби.

$$\Delta h = 178 \text{ кДж}/\text{кг}$$

$$\psi_p = 1,3 \cdot \frac{F'_b}{F'_n} \cdot E^{\frac{3}{4}} \cdot \left( \frac{d_0}{h'_p} \right)^{\frac{1}{4}} + \frac{F'_r}{F'_n}$$

де  $F'_b$  – площа поверхні вертикальних ділянок ребер на 1 м трубки конденсатора,  $\text{м}^2/\text{м}$ ;

$F'_n$  – площа зовнішньої поверхні 1 м трубки,  $\text{м}^2/\text{м}$ ;

$E$  – ефективність ребра, для низьких накатних ребер  $E = 1$ ;

$F'_r$  – площа поверхні горизонтальних ділянок ребер на 1 м трубки конденсатора,  $\text{м}^2/\text{м}$ ;

$h'_p$  – приведена висота ребра, м;

$$h'_p = \frac{\pi}{4} \cdot \left( \frac{d_n^2 - d_0^2}{d_n} \right)$$

де  $d_0$  – діаметр кола западин,  $d_0 = 13,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;

$d_n$  – діаметр кола виступів,  $d_n = 16,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;

$$h'_p = \frac{3,14}{4} \cdot \frac{(16,7 \cdot 10^{-3})^2 - (13,9 \cdot 10^{-3})^2}{16,7 \cdot 10^{-3}} = 4,03 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Підставляємо дані у формулу (5.9) і отримуємо:

$$\psi_p = 1,3 \cdot \frac{0,11}{0,144} \cdot 1^{\frac{3}{4}} \cdot \left( \frac{13,9 \cdot 10^{-3}}{4,03 \cdot 10^{-3}} \right)^{\frac{1}{4}} + \frac{0,0336}{0,144} = 1,565$$

Підставляємо дані у формулу (5.8) і отримуємо:

$$\begin{aligned} \alpha_a &= 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{178 \cdot 1085^2 \cdot 0,083^3 \cdot 9,81}{2,16 \cdot 10^{-4} \cdot 13,9 \cdot 10^{-3}}} \cdot 3^{-0,167} \cdot 3,89 \cdot \theta_a^{-0,25} \cdot 1,565 \\ &= 2889,17 \cdot \theta_a^{-0,25} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \end{aligned}$$

Щільність теплового потоку з боку агента, що конденсується:



$$q_a = \alpha_a \cdot \theta_a = 2889,17 \cdot \theta_a^{0,75} \text{ Вт/м}^2$$

Таким чином, отримана система з двох рівнянь для визначення щільності теплового потоку:

$$\left. \begin{aligned} q_w &= 2385 \cdot (3,64 - \theta_a) \\ q_a &= 2889,17 \cdot \theta_a^{0,75} \end{aligned} \right\}$$

Наочний і досить точний результат дає графоаналітичний метод, який базується на тому, що в режимі роботи апарату, що встановився, має місце рівність  $q_w = q_a = q_{\text{вн}}$ . Це дозволяє визначити фактичне значення щільності теплового потоку  $q_{\text{вн}}$  як ординату точки перетину графічних залежностей  $q_w = 2385 \cdot (3,64 - \theta_a)$  і  $q_a = 2889,17 \cdot \theta_a^{0,75}$  у координатних осях  $\theta_a - q$ . Для побудови згаданих залежностей заздалегідь обчислюють значення  $q$  для ряду значень  $\theta_a$ . Результати приведені нижче.

$\theta_a, ^\circ\text{C}$	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
$q_w, \text{Вт/м}^2$	5103,9	4865,4	4626,9	4388,4	4149,9
$q_a, \text{Вт/м}^2$	3916	4110,2	4301,4	4489,9	4675,6

За цими даними побудовані криві  $q_w = f(\theta_a)$  і  $q_a = f(\theta_a)$ .

Точка перетину кривих визначає значення  $q_{\text{вн}} = 4450 \text{ Вт/м}^2$ .

Точніше значення  $q_{\text{вн}}$  знаходять за ітераційним виразом:

$$q_{\text{вн}} = \frac{(x-1) \cdot (q')^x + \theta_m \cdot B^x}{x \cdot (q')^{x-1} + \frac{B^x}{A}}$$

де  $q' = 2385(\theta_m - 0,3 \cdot \theta_m) = 6077 \text{ Вт/м}^2$ ;

$$x = \frac{1}{k} = \frac{1}{0,75} = 1,333;$$

$$A = 2385; B = 2889,17; \theta_m = 3,64.$$

$$q_{\text{вн}_1} = \frac{(1,333-1) \cdot (6077)^{1,333} + 3,64 \cdot 2889,17^{1,333}}{1,333 \cdot (6077)^{1,333-1} + \frac{2889,17^{1,333}}{2385}} = 4490 \text{ Вт/м}^2$$

Підставляючи в початкове вираження замість  $q'$   $q_{\text{вн}_1}$  отримаємо:

$$q_{\text{вн}_2} = \frac{(1,333-1) \cdot (4490)^{1,333} + 3,64 \cdot 2889,17^{1,333}}{1,333 \cdot (4490)^{1,333-1} + \frac{2889,17^{1,333}}{2395}} = 4444,0 \text{ Вт/м}^2$$

Відносна погрішність:

$$\delta q = \frac{q_{\text{вн}_1} - q_{\text{вн}_2}}{q_{\text{вн}_2}} = \frac{4490 - 4444,0}{4444} = 10,3 \cdot 10^{-3} \text{ (1,03 \%)}$$

Зважаючи на достатню точність, ітераційний процес припиняємо, прийнявши  $q_{\text{вн}} = 4444 \text{ Вт/м}^2$ .

Визначимо поверхню теплообміну конденсатора :

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_{\text{к}}}{q_{\text{вн}}}$$

$$F_{\text{вн}} = \frac{21030}{4444} = 4,37 \text{ м}^2$$

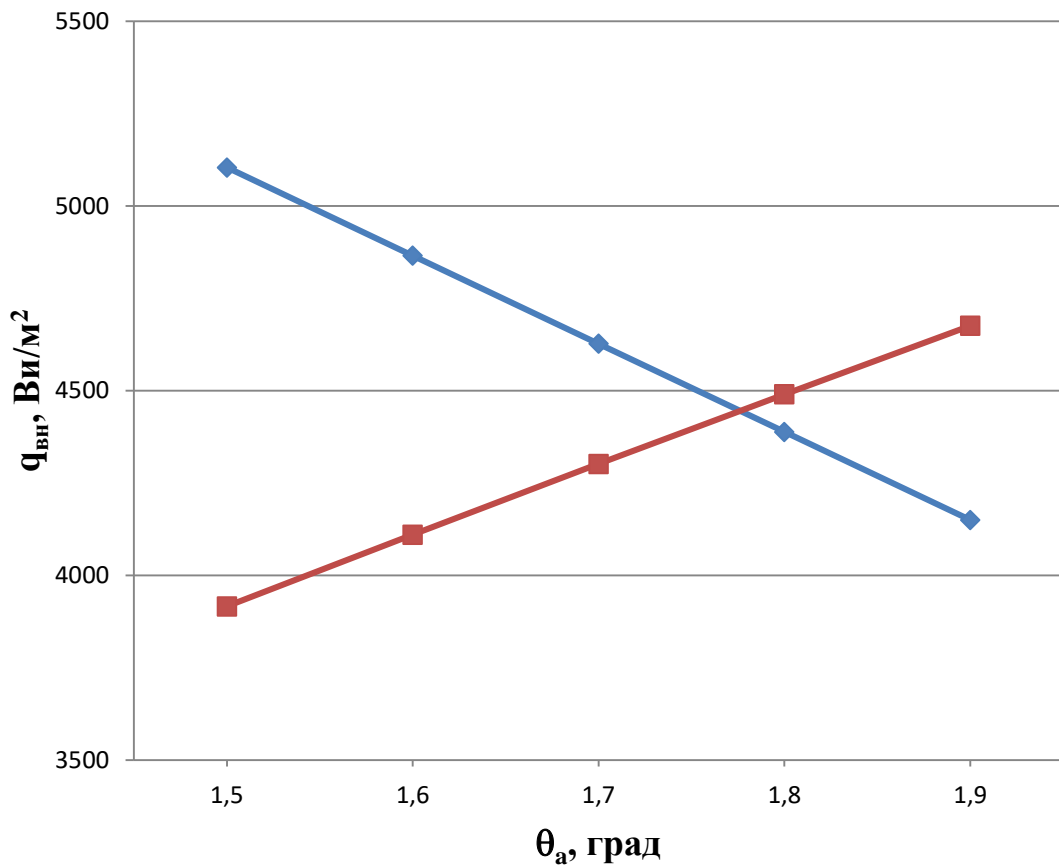


Рис. 1 – Графоаналітичне визначення щільності теплового потоку в горизонтальному кожухотрубному конденсаторі

Загальна довжина труб:

$$L = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}}$$

$$L = \frac{4,37}{3,14 \cdot 11,8 \cdot 10^{-3}} = 117,94 \text{ м}$$

Число труб:

Приймаємо довжину трубки  $l = 1,5 \text{ м}$ .

$$n = \frac{L}{l} = \frac{117,94}{1,5} = 78,6.$$

Приймаємо кількість труб  $n = 80$ .

Визначимо гідравлічний (по воді) опір апарату.

Сума гідравлічних опорів тертя:

$$\sum \Delta P_{\text{тр}} = \zeta \cdot \frac{l_{\text{тр}} \cdot z}{d_{\text{вн}}} \cdot \rho \cdot \frac{w_w^2}{2}$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт опору тертя.

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = -1,8 \cdot \lg \left( \frac{6,81}{\text{Re}} + \frac{\bar{\Delta}^{1,111}}{4,33} \right) = -1,8 \cdot \lg \left( \frac{6,81}{20000} + \frac{0,016^{1,111}}{4,33} \right) = 4,63$$

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d_{\text{вн}}} = \frac{0,19}{11,8} = 0,016 \text{ – відносна шорсткість;}$$

$$\zeta = \left( \frac{1}{4,63} \right)^2 = 0,0467$$

$$\sum \Delta P_{\text{тр}} = 0,0467 \cdot \frac{1,5 \cdot 6}{11,8 \cdot 10^{-3}} \cdot 996,7 \cdot \frac{1,5^2}{2} = 39939 \text{ Па}$$

Сума місцевих опорів:

$$\sum \Delta P_{\text{м}} = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{w_w^2}{2}$$

$$\zeta = a \cdot \zeta_1 + b \cdot \zeta_2 + c \cdot \zeta_3 = 7 \cdot 1,5 + 7 \cdot 1,5 + 5 \cdot 2,5 = 33,5$$

де  $a = 7$  – число вхідних камер;

$\zeta_1 = 1,5$  – коефіцієнт місцевого опору вхідної камери;

$b = 7$  – число вихідних камер;

$\zeta_2 = 1,5$  – коефіцієнт місцевого опору вихідної камери;

$c = 5$  – число поворотів;

$\zeta_3 = 2,5$  – коефіцієнт місцевого опору повороту на  $180^\circ$  усередині камери при переході з одного пучка трубок в інший.

$$\sum \Delta P_{\text{м}} = 33,5 \cdot 996,7 \cdot \frac{1,5^2}{2} = 37563 \text{ Па}$$

Сумарний опір апарату:

$$\Delta P = \sum \Delta P_{\text{тр}} + \sum \Delta P_{\text{м}}$$

$$\Delta P = 39939 + 37563 = 77502 \text{ Па}$$

## Список використаної літератури

1. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г.Н. Данилова, С.П. Богданов, О.П. Иванов, Н.М. Медникова и Э.И. Крамской / Под общ.ред. Г.Н. Даниловой, 2-е изд., перераб. и доп. Д.: Машиностроение, 1986.
2. Погорелов А.И. "Тепломассообмен"( основы теории и расчета), Учебное пособие для вузов-Одесса:Черноморье,1999-128с.
3. Свердлов Г.З., Явнель Б.К. "Курсовое и дипломное проектирование."
4. Чумак И.Г., Никульшина Д.Г. "Холодильные установки проектирование. ", Вища школа, 1988.
5. Курилев, Герасимов "Примеры и расчеты холодильных установок."
6. С.Н. Богданов, О.П. Иванов, А.В. Куприянова "Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. " Л.: Машиностроение, 1976 і 1985.
7. Данилова "Сборник задач по процессам теплообмена в пищевой и холодильной промышленности."
8. Н.Н. Кошкин "Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин" Л.: Машиностроение, 1976-464с.