

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»**



**ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ  
Кафедра електроенергетики**

Г.С. Олішевський

**Методичні рекомендації  
до виконання індивідуальних завдань  
з дисципліни «Холодильне устаткування»  
для студентів спеціальності  
141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка**

Дніпро  
НТУ «ДП»  
2019

### **Олішевський Г.С.**

Методичні рекомендації до виконання індивідуальних завдань з дисципліни «Холодильне устаткування» для студентів спеціальності 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка / Г.С. Олішевський; М-во освіти і науки України, Нац. техн. ун-т. «Дніпровська політехніка». – Дніпро: НТУ «ДП», 2019. – 20 с.

Автор:

Г.С. Олішевський, канд. техн. наук, доц.

Затверджено методичною комісією за спеціальністю 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка (протокол № 19/20-1 від 11.09.2019 р.) за поданням кафедри електроенергетики (протокол № 1 від 04.09.2019 р.)

Методичні рекомендації призначено для виконання індивідуальних завдань з дисципліни «Холодильне устаткування» студентами спеціальності 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка

Орієнтовано на активізацію навчальної діяльності бакалаврів та закріплення практичних знань з даної дисципліни.

Відповідальний за випуск виконуючий обов'язки завідувача кафедри електроенергетики В.М. Рогоза, канд. техн. наук, проф.

## ЗМІСТ

Вступ.....	4
Індивідуальне завдання № 1	
Навантаження охолодження.....	5
Індивідуальне завдання № 2	
Парокомпресорна холодильна установка (ПКХУ).....	10
Індивідуальне завдання № 3	
ПКХУ з теплообмінником-регенератором.....	11
Індивідуальне завдання № 4	
ПКХУ із ступеневим дроселюванням холодоагенту.....	12
Список рекомендованої літератури.....	19

## ВСТУП

Мета даних методичних рекомендацій – забезпечення самостійного вивчення основних розділів дисципліни "Холодильне устаткування", для формування у студентів стійких знань і умінь виконувати широке коло основних теплотехнічних розрахунків.

Методичні рекомендації складаються із чотирьох індивідуальних завдань з основних тем дисципліни. Перше завдання відповідає визначенню холодильної потужності та її складових для холодильної установки. У другому завданні розглянуто розрахунок основних параметрів парокомпресорної холодильної установки, що працює за основним холодильним циклом. Третє завдання присвячене розрахунку основних параметрів парокомпресорної холодильної установки із застосуванням додаткового теплообмінника-регенератора. В четвертому розглянуто розрахунок основних параметрів парокомпресорної холодильної установки із ступеневим дроселюванням холодоагенту з відбором пари після вентилля високого тиску.

Кожне завдання супроводжується докладними методичними рекомендаціями щодо алгоритму розв'язання, а також відповідним довідковим матеріалом, поданим у табличній формі. До кожного завдання додається широкий набір вихідних даних. Усе це дозволяє використовувати ці завдання також для виконання контрольних робіт та здійснення блочного контролю на відповідних заняттях.

При виконанні залікових контрольних робіт або домашніх завдань викладач указує номер завдання та номер варіанта.

Студент повинен здати викладачу основні теми, для чого виконує індивідуальні завдання під час аудиторної самостійної роботи або у вигляді домашніх завдань, проробивши відповідні теоретичні розділи дисципліни. Для самостійної проробки студентами теоретичного матеріалу нижче вказується література, наявна в достатній кількості в бібліотеці університету.

## **ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ № 1 НАВАНТАЖЕННЯ ОХОЛОДЖЕННЯ**

Холодильна камера має наступні внутрішні розміри:  $L \times B$  ; висота стелі  $H$  , площа дверей  $F$ . Середня температура повітря в камері  $t_b$  , середня температура зовнішнього повітря  $t_3$  .

Конструкція стін, стелі та підлоги камери складається із зовнішнього шару несучої конструкції з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda_1$  Дж/(м гр.) і товщиною  $\delta_1$  м , шару внутрішньої теплоізоляції з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda_2$  і товщиною  $\delta_2$  , шару внутрішньої штукатурки з коефіцієнтом теплопровідності  $\lambda_3=0,46$  Вт/(м гр.) і товщиною  $\delta_3$  . Коефіцієнт теплопередачі дверей камери дорівнює  $k_d$  .

Коефіцієнт тепловіддачі повітря зовні камери дорівнює  $\alpha_3 = 23$  Вт/(м<sup>2</sup> гр.) , а всередині камери  $\alpha_b = 7$  Вт/(м<sup>2</sup> гр.).

Розрахувати коефіцієнт теплопередачі багат шарової стіни камери, масу речовини, що охолоджується, навантаження охолодження та його складові для цієї холодильної камери, якщо в ній охолоджується речовина густиною  $\rho$  і теплоємністю  $c_p$  з початковою температурою  $t_n$  за час  $\tau$ . Речовина не змінює при охолодженні свого агрегатного стану і має об'єм, який дорівнює  $v$  % від внутрішнього об'єму холодильної камери. Втрати теплоти на інфільтрацію повітря прийняти  $q_n$  % від сумарних теплових втрат через всі огорожуючі конструкції камери. Потужності допоміжних пристроїв дорівнює  $N_d$ .

Визначити також теоретичну потужність на валу компресора та теплову потужність конденсатора холодильної установки, якщо холодильний коефіцієнт холодильної установки дорівнює  $\epsilon_x$  .

### **Методичні рекомендації**

Навантаження охолодження – це термодинамічне навантаження, що створюється охолодженням певної кількості продукції (рідини, твердих тіл).

#### **Складові навантаження охолодження**

1. Теплове навантаження технологічного процесу:
  - явне;
  - приховане;
  - теплота реакцій.
2. Теплові втрати:
  - через стінки (огородження);
  - інфільтрація (проникнення через двері, отвори і т.п.).
3. Тепло, генероване допоміжним обладнанням.

#### **Теплове навантаження технологічного процесу**

Технологічна складова навантаження – це основна кількість теплоти, що необхідно відвести від охолоджуваного середовища.

Явне охолодження – це зменшення температури речовини (внаслідок

відведення від неї певної кількості енергії) без зміни її фазового стану.

Кількість відведеного від тіла тепла за одиницю часу (за секунду)

$$Q_1 = m c_p (t_1 - t_2) , \text{Вт}, \quad (1)$$

де  $m$  – маса речовини, що охолоджується протягом секунди (маса речовини, що проходить через холодильник за одну секунду), кг/с;  $c_p$  – питома теплоємність речовини, Дж/(кг·°С);  $t_1$  і  $t_2$  початкова та кінцева температури речовини, °С.

Приховане охолодження – кількість теплоти, що виділяється у процесі зміни фазового стану речовини (конденсації або замерзання, танення або випаровування).

Замерзання (затвердіння) або плавлення здійснюється за певної температури (точці замерзання) речовини. Ця температура майже не залежить від тиску.

Прихована енергія пароутворення – це енергія, що необхідна для перетворення рідини у пару або навпаки. Температура конденсації і випаровування залежить від тиску.

Кількість теплоти, що відводиться від речовини при охолодженні за секунду,

$$Q_2 = m L , \text{Вт}, \quad (2)$$

де  $m$  – маса речовини, що охолоджується за одну секунду, кг/с;  $L$  – питома прихована теплота, Дж/кг.

Якщо в технологічному процесі необхідне охолодження, то теплову енергію реакцій необхідно враховувати при розрахунку навантаження охолодження.

Теплота хімічних реакцій може поглинатися з навколишнього середовища (ендотермічна реакція) або виділятися в навколишнє середовище (екзотермічна реакція).

Зміна ентальпії реакції має негативне значення при виділенні тепла і позитивне – при поглиненні тепла. Ендотермічна реакція "допомагає" системі охолоджувати речовину і сумарне навантаження на систему зменшується.

Кількість теплової енергії реакції

$$Q_3 = \Delta H m M , \text{Вт}, \quad (3)$$

де  $\Delta H$  – зміна ентальпії реакції, Дж/кмоль;  $m$  – маса речовини, що охолоджується за секунду, кг/с;  $M$  – відносна молекулярна маса реагенту відносно маси охолоджуваної речовини, кмоль/кг.

### Теплові втрати

Втрати тепла – це навантаження охолодження внаслідок проникнення теплоти через стіни, двері, отвори, від навколишніх предметів, яку необхідно вивести з камери охолодження.

У процесі охолодження значний відсоток складають втрати через стінки

ізоляції (огорожень системи), які розраховуються за формулою

$$Q_4 = k F (t_m - t_x) , \text{ Вт}, \quad (4)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі , Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $F$  – площа поверхні огорожень, через які втрачається теплота назовні, м<sup>2</sup>;  $t_x, t_m$  – температура повітря біля, відповідно, холодної і теплої сторони огороження, °С.

Температура всередині холодильної камери майже не змінюється. Зовнішня температура залежить від сезону і коливань температури протягом сезону. Якщо на стіну діють сонячні промені, то необхідно врахувати збільшення температури теплої сторони. Така сонячно-повітряна температура подається у довідниках. Правильне розташування великих холодильних камер відповідно до сторін світу, а також підбір кольору та матеріалу поверхні стін дозволяє знизити втрати тепла через стіни.

Кількість теплоти, що необхідно видалити з камери внаслідок інфільтрації повітря

$$Q_5 = m_v (i_n - i_k) , \text{ Вт}, \quad (5)$$

де  $m_v$  – маса повітря, що проникає у камеру холодильника за секунду, кг/с;  $i_n, i_k$  – початкова і кінцева питомі ентальпії повітря в камері, Дж/кг.

Навантаження на систему охолодження внаслідок інфільтрації теплового повітря в холодильну камеру також складають значний відсоток. Замерзання вологи, що попадає в приміщення разом з теплим повітрям, може погіршити тепловіддачу стінок випарника, зменшити отвори для проходження повітря обдування і т.п. Намерзання вологи вимагає витрат енергії на її розморожування (видалення намерзання).

### **Тепло, генероване допоміжним устаткуванням**

Частину тепла, що необхідно вивести з холодильної камери, генерують машини, механізми, двигуни вентиляторів і pomp, освітлення і т.п. Тут треба звернути увагу на розташування приводних пристроїв і розглянути можливість виведення їх за межі охолоджуваного простору.

Додаткове навантаження від тепловиділення допоміжних пристроїв (вентиляторів, освітлення, технологічних машин, пристроїв розморожування, pomp для перекачування охолоджувальної рідини) приблизно дорівнює потужності цих пристроїв, тобто

$$Q_6 = \sum N_i , \text{ Вт}. \quad (6)$$

Робота цих пристроїв кваліфікується як "багаторазовий енергетичний штраф", оскільки спочатку вони витрачають електроенергію для виконання роботи, а потім споживають її для видалення генерованого ними тепла. Тому раціональна експлуатація і обґрунтоване розташування приводних машин цих пристроїв може дати істотну економію навантаження охолодження.

Сума вищенаведених теплових потужностей являє собою потужність охолодження або навантаження охолодження.

$$Q = Q_1 + Q_2 \pm Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 , \text{ Вт}.$$

Із складових навантаження охолодження (1–6) розраховуються лише ті, які вказані в умовах завдання.

Де маса речовини, що охолоджується протягом секунди ( $m$ ) визначається відношенням маси речовини до часу охолодження.

Коефіцієнт теплопередачі огороджуючих конструкцій слід визначати за наступною формулою

$$k = \frac{1}{\sum_i \frac{1}{\alpha_i} + \sum_j \frac{\delta_j}{\lambda_j}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}},$$

де  $\alpha_i$  –  $i$ -й коефіцієнт тепловіддачі повітря для відповідної поверхні конструкції,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$ ;  $\delta_j$  – товщина  $j$ -го шару конструкції, м;  $\lambda_j$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу  $j$ -го шару конструкції,  $\frac{\text{Вт}}{\text{мК}}$ .

Теплові втрати теплопередачею крізь зовнішні огородження визначаються за формулою

$$Q_4 = \sum k_i F_i \Delta t_i, \text{ Вт},$$

де  $k_i$  – коефіцієнт теплопередачі  $i$ -тої однорідної частини огороджуючих конструкцій,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$ ;  $F_i$  – площа  $i$ -тої однорідної частини огороджуючих конструкцій,  $\text{м}^2$ ;  $\Delta t_i$  – різниця середніх температур повітря зсередини та зовні для  $i$ -тої однорідної частини огороджуючих конструкцій,  $^{\circ}\text{C}$ .

Теплову потужність конденсатора можна знайти з виразу

$$Q_k = N_k + Q_x, \text{ Вт}$$

де  $N_k$  – теоретична потужність на валу компресора;  $Q_x$  – навантаження охолодження



Вихідні данні до завдання №1

№	L	B	H	$\delta_1$	$\lambda_1$	$\delta_2$	$\lambda_2$	$\delta_3$	$t_3$	$t_b$	$t_{II}$	$F_d$	$k_d$	$\rho$	$c_p$	$\tau$	$q_{II}$	$\nu$	$N_d$	$\epsilon_x$
	м	м	м	м	Вт/(м °C)	м	Вт/(м °C)	м	°C	°C	°C	м <sup>2</sup>	Вт/(м <sup>2</sup> °C)	кг/м <sup>3</sup>	Дж/(кг °C)	с	%	%	Вт	-
1	2	1	1	0,1	0,8	0,05	0,03	0,02	35	4	25	0,2	1	600	2300	300	15	35	200	3,5
2	3	2	1,5	0,05	1	0,03	0,07	0,015	30	8	23	0,3	1,2	300	2100	240	25	40	400	4,3
3	4	3	1,4	0,15	0,9	0,08	0,04	0,01	28	1	20	1	0,8	250	2000	200	30	32	500	2,8
4	3	3	1,2	0,07	0,7	0,07	0,05	0,025	20	5	28	1,2	0,7	370	2500	360	37	45	450	3,8
5	2	2	2	0,08	1,1	0,1	0,08	0,015	25	2	30	0,8	0,6	400	2700	340	28	50	380	3,2
6	1	1	0,8	0,09	0,5	0,06	0,1	0,03	37	0	22	0,2	1,1	450	3000	220	22	42	350	2,5
7	1,5	1	1	0,06	0,6	0,04	0,2	0,01	18	3	19	0,25	0,5	500	1800	180	19	56	320	5,1
8	2,5	1,1	1,2	0,04	0,84	0,09	0,06	0,015	22	9	17	0,3	0,75	350	1600	160	31	45	370	4,5
9	3,5	2	1,5	0,12	1,2	0,035	0,03	0,02	33	7	27	0,4	0,65	570	2100	320	45	38	420	4,8
10	1,5	1,5	0,8	0,07	0,77	0,055	0,15	0,025	39	5	25	0,16	0,57	380	1900	280	35	60	240	2,2
11	3	2	1,7	0,05	0,55	0,085	0,1	0,02	35	6	22	0,5	0,9	500	2360	360	37	35	380	3,8
12	2,3	2,7	1,4	0,065	0,65	0,055	0,036	0,015	30	8	19	0,75	1,2	300	2140	348	28	40	350	3,2
13	3	4	1,8	0,085	0,75	0,065	0,045	0,01	28	1	17	0,55	0,8	450	2200	222	24	32	320	2,6
14	2	4	2	0,045	0,85	0,08	0,06	0,025	20	5	27	0,65	0,7	370	2530	180	19	45	370	5,2
15	1	1	1	0,075	0,95	0,07	0,045	0,015	25	2	25	0,24	0,6	550	2740	305	31	51	420	4,5
16	1,7	1,5	1,3	0,09	1,05	0,05	0,03	0,03	37	0	25	0,38	1,15	450	3050	240	15	39	220	4,8
17	2,2	1,9	1,7	0,12	0,6	0,09	0,056	0,01	27	3	23	0,7	0,5	500	1860	200	27	56	410	3,5
18	3	4	1,9	0,06	0,8	0,065	0,078	0,015	22	9	20	0,8	0,75	350	1670	325	31	42	515	4,3
19	1,8	2,4	1,2	0,07	1,1	0,045	0,084	0,02	33	7	28	0,42	0,65	570	2130	280	43	38	420	2,8
20	2,6	2,2	1,4	0,08	0,64	0,075	0,04	0,025	39	4	32	0,36	0,57	380	1980	360	35	62	345	3,2

## ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ № 2 ПАРОКОМПРЕСОРНА ХОЛОДИЛЬНА УСТАНОВКА (ПКХУ)

Фреонова холодильна установка продуктивністю  $Q_x$  працює при температурі випарника  $t_b$ . Пара з випарника виходить сухою насиченою. Температура конденсації  $t_k$ .

Визначити: холодильний коефіцієнт теоретичного циклу, масову витрату фреону і теоретичну потужність двигуна холодильної машини.

Визначити також холодильний коефіцієнт холодильної машини, що працює за зворотнім циклом Карно при тих же температурах випаровування і конденсації.

Порівняти одержаний параметр для двох варіантів циклів ПКХУ і зробити висновки.

Навести схеми даних ПКХУ і якісно відобразити рішення і самі цикли ПКХУ в  $i,lg p$ - та  $T, s$ - координатах.

Для вирішення використовувати  $i,lg p$ - діаграму фреону. Початкові дані наведені в табл. 2.

Таблиця 2

№ вар.	$Q_x$ , кВт	$t_b$ , °C	$t_k$ , °C
1	185	-20	28
2	230	-6	18
3	320	-16	12
4	150	-10	30
5	200	-4	16
6	300	-26	24
7	380	-30	18
8	250	-12	20
9	400	-18	26
10	280	0	18
11	420	-20	28
12	330	-6	18
13	220	-16	12
14	189	-10	30
15	450	4	16
16	185	-18	18
17	230	-8	20
18	320	-20	26
19	150	-6	14
20	280	-16	28

### ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ № 3 ПКХУ З ТЕПЛОБМІННИКОМ-РЕГЕНЕРАТОРОМ

З випарника регенеративної фреонової холодильної установки пара виходить сухою насиченою при температурі  $t_e$ . Температура конденсації пари фреону дорівнює  $t_k$ . Пройшовши через конденсатор і переохолоджувач, пара перетворюється на рідкий фреон з температурою  $t_p$ .

Визначити: холодильний коефіцієнт теоретичного циклу, масову витрату фреону і теоретичну потужність двигуна холодильної машини, а також температуру пари фреону на виході з компресора, якщо продуктивність холодильної машини  $Q_x$ .

Навести схему даної регенеративної парокомпресорної холодильної установки і якісно відобразити рішення і сам цикл ПКХУ в  $i,lg p$  – координатах.

Для вирішення використовувати  $i,lg p$  – діаграму фреону. Початкові дані наведені в табл. 3.

Таблиця 3

№ вар.	$Q_x$ , кВт	$t_b$ , °C	$t_k$ , °C	$t_p$ , °C
1	1200	-10	30	26
2	800	-20	26	16
3	1000	-26	36	20
4	780	-16	30	18
5	900	-8	36	28
6	1100	-30	20	10
7	950	-18	30	12
8	860	-28	24	18
9	1500	-20	32	22
10	1250	-30	36	20
11	590	-10	38	18
12	630	-20	42	28
13	780	-26	18	10
14	870	-16	28	12
15	920	-8	36	18
16	1000	-28	34	26
17	780	-20	24	16
18	900	-30	30	20
19	1100	-10	36	18
20	950	-20	38	28

## ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ № 4

### ПКХУ ІЗ СТУПЕНЕВИМ ДРОСЕЛЮВАННЯМ ХОЛОДОАГЕНТУ

Визначити наступні показники теоретичного циклу турбокомпресорної холодильної установки з двоступінчатим дроселюванням фреону: холодильний коефіцієнт теоретичного циклу; питому холодопродуктивність циклу; масові витрати фреону через випарник і через конденсатор; ступінь сухості пари на вході у віддільник рідини; теплову потужність конденсатора; теоретичну потужність на валу компресора.

Якщо температура конденсації фреону в циклі  $t_k$ , а температура кипіння у випарнику  $t_e$ . Тиск пари у віддільнику рідини  $p_x$ , холоدىльна потужність установки  $Q_x$ .

Навести схему ПКХУ з двоступінчатим дроселюванням фреону і якісно відобразити рішення і сам цикл ПКХУ в  $i,lg p$ – та  $T,s$ – координатах.

Для вирішення використовувати  $i,lg p$ – діаграму фреону. Початкові дані наведені в табл. 4.

Таблиця 4

№ вар.	$Q_x$ , кВт	$t_e$ , °C	$t_k$ , °C	$p_x$ , бар
1	2500	-6	36	8
2	2400	-30	24	5
3	2300	-12	18	5
4	2200	-18	20	6
5	1600	-8	26	5
6	1800	-20	14	4
7	2350	-6	18	6
8	2000	-16	12	5
9	1900	-10	30	8
10	2250	-28	16	3
11	2700	-12	20	5
12	1800	-18	26	5
13	2900	-16	14	5
14	1500	-24	18	4
15	1250	-6	12	5
16	3000	-20	36	6
17	1900	-16	24	6
18	3100	-16	18	5
19	1350	-10	20	6
20	2450	-28	26	3

## Методичні рекомендації

Розглянемо схему і теоретичний холодильний цикл основної ПКХУ  
(Індивідуальне завдання №2).

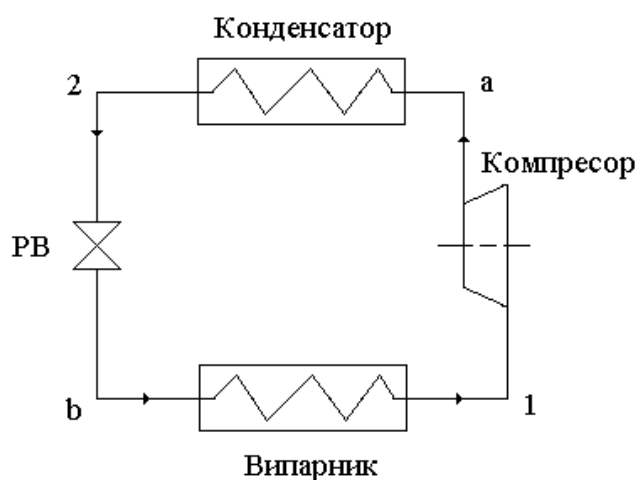


Рис. 1. Схема ПКХУ, що працює за основним циклом

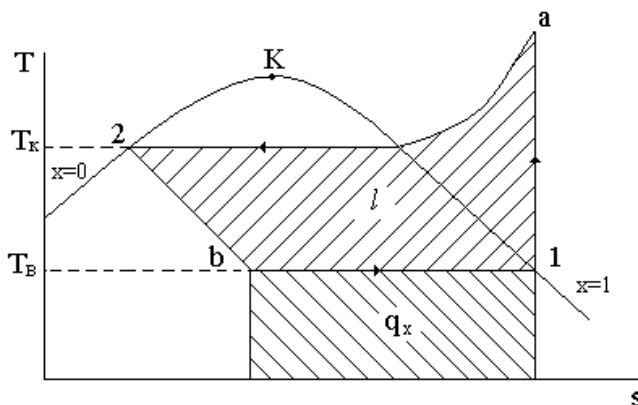


Рис. 2. Основний холодильний цикл

До основних параметрів холодильної установки відносяться:

- питома холодопродуктивність  $q_x$  – кількість теплоти, що віднімається за цикл одним кг холодоагенту від охолоджуваного середовища

$$q_x = i_1 - i_b, \text{ Дж/кг,}$$

- питоме теплове навантаження конденсатора  $q_k$  – кількість теплоти, відведеної за цикл від 1 кг холодоагенту в конденсаторі при постійному тиску:

$$q_k = i_a - i_2, \text{ Дж/кг,}$$

- питома робота, затрачувана за цикл одним кг холодоагенту,

$$l = q_k - q_x = l_{\text{компресора}}, \text{ Дж/кг,}$$

- холодильна потужність, якщо витрати холодоагенту в контурі ХУ позначити як  $M$ , кг/с,

$$Q_x = q_x M, \text{ Вт;} \quad (7)$$

Слід зауважити, що для визначення масової витрати фреону в завданнях можливо на основі виразу (7) використати наступне:

$$M = \frac{Q_x}{q_x}, \text{ кг/с;} ;$$

- ефективність холодильного циклу визначається холодильним коефіцієнтом

$$\varepsilon_x = \frac{q_x}{l} .$$

Для зворотного циклу Карно

$$\varepsilon_x = \frac{T_g}{T_k - T_g} .$$

Холодильний коефіцієнт змінюється в таких межах:

- $\varepsilon_x = 2$  – для ХУ глибокого заморожування;
- $\varepsilon_x = 5-7$  – для звичайних холодильних установок.

Холодильний коефіцієнт залежить також від температури навколишнього середовища і технологічних умов.

Для роботи ХУ необхідне і допоміжне устаткування (помпи, вентилятори, освітлення і т.д.). Відповідно холодильна установка споживає більше енергії, ніж компресор.

Тому введено поняття холодильного коефіцієнта системи

$$\varepsilon_c = \frac{Q_x}{L + L'} ,$$

де  $L$  – повна робота, затрачувана компресором за секунду, Вт;  $L'$  – повна робота допоміжного устаткування ХУ за секунду, Вт.

ККД холодильної системи – це відношення холодильного коефіцієнта системи до холодильного коефіцієнта зворотного циклу Карно для тих же тисків конденсації і випару холодоагенту:

$$\eta_c = \frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_{Карно}} = \frac{\varepsilon_c (T_k - T_g)}{T_g} .$$

Для більшості ХУ  $\eta_c = 0,6$ .

Якщо температура випаровування  $T_g$  збільшується на 1 К, то експлуатаційні витрати зменшуються на 2–4 %

При зменшенні температури конденсації  $T_k$  (температури навколишнього середовища) на 1 К – експлуатаційні витрати зменшуються на 2–4 %.

Збільшення температури конденсації  $T_k$  призводить до зниження реального  $\varepsilon_c$ .

При розв'язанні задач відносно холодильних установок зручно використовувати напівлогарифмічну систему координат  $i - \lg(p)$  (ентальпія – тиск).

На рис. 3.5 наведено схему визначення основних параметрів ПКХУ в даній системі координат.

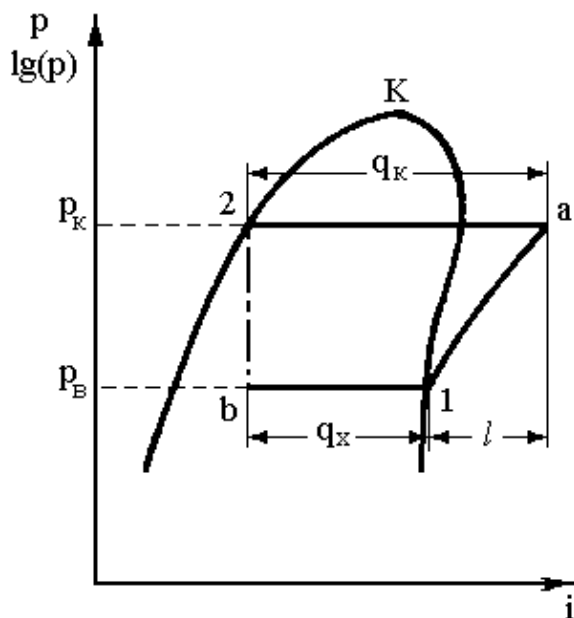


Рис. 3. Основний цикл ПКХУ на  $i-\lg(p)$  – діаграмі

*Розглянемо ПКХУ із теплообмінником-регенератором  
(Індивідуальне завдання №3).*

У цьому теплообміннику відбувається перегрів парів холодоагенту перед компресором за рахунок переохолодження конденсату перед регулювальним вентилем. Нижче наведено: схема цієї установки (рис. 4) і відповідний їй холодильний цикл (рис. 5).

Основні параметри для даної ПКХУ визначаються за такими формулами:

– питома холодопродуктивність

$$q_x = i'_1 - i_b, \text{ Дж/кг};$$

– питоме теплове навантаження конденсатора

$$q_k = i'_a - i_2, \text{ Дж/кг};$$

– питома робота компресора

$$l = i'_a - i'_1, \text{ Дж/кг}.$$

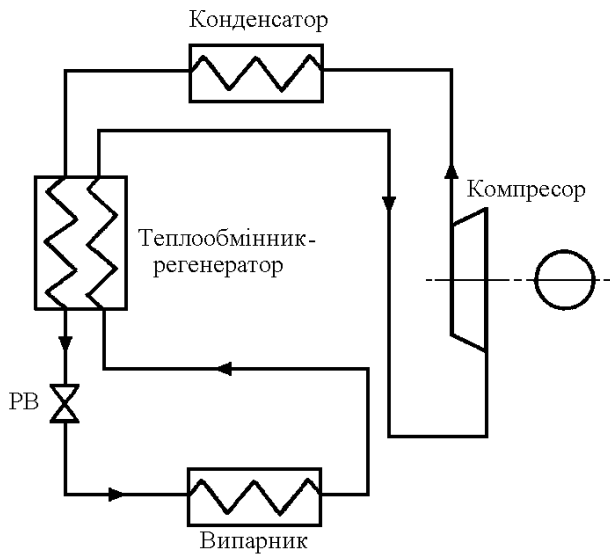


Рис. 4. Схема ПКХУ з регенерацією тепла

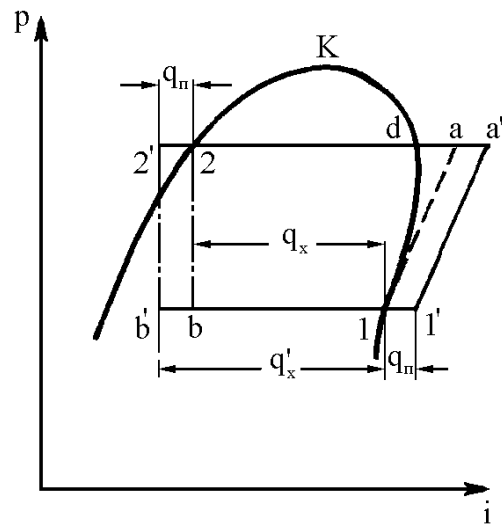


Рис. 5. Цикл ПКХУ з регенерацією тепла

При використанні регенеративного теплообміну холодопродуктивність установки завжди збільшується, а холодильний коефіцієнт залежно від властивостей холодоагенту може як збільшуватися, так і зменшуватися.

*Розглянемо ПКХУ із ступеневим дроселюванням (Індивідуальне завдання №4).*

У великих холодильних установках для стиснення парів холодоагенту використовують багатоступеневі турбокомпресори. Тут передбачається ступеневе дроселювання з відбором пари після вентилі високого тиску. Схема і холодильний цикл установки зображені на рис. 6 та рис. 7.

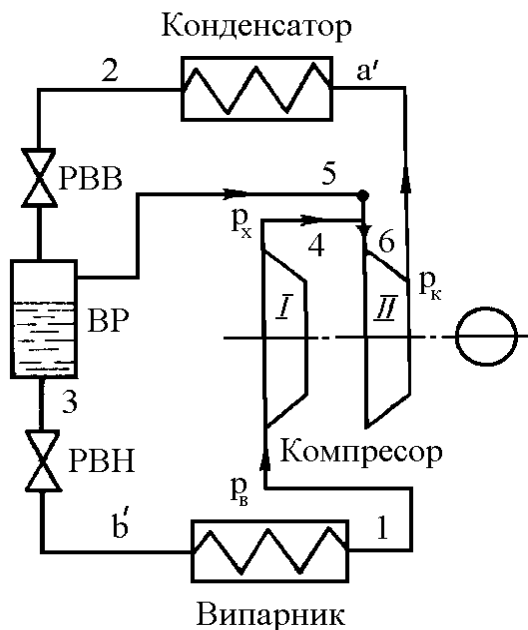


Рис. 6. Схема турбокомпресорної ХУ

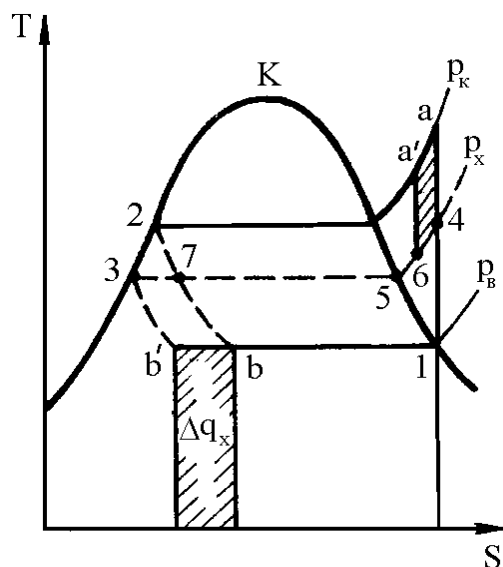


Рис. 7. Цикл ХУ зі ступеневим дроселюванням холодоагенту



Рідкий холодоагент із конденсатора (рис. 6) дроселюється в регулювальному вентилі високого тиску (РВВ) до проміжного тиску  $p_x$ , після чого надходить у віддільник рідини (ВР). З віддільника рідини пара, стан якої визначається точкою 5, надходить до другої секції робочих коліс турбокомпресора, а кипляча рідина (точка 3) дроселюється в регулювальному вентилі низького тиску (РВН) і направляєється у випарник.

Стан пари холодоагенту на вході в другу секцію турбокомпресора (точка б) визначається параметрами і масами, що змішуються, перегрітої пари, стисненої в першій секції турбокомпресора, і сухої пари, що надходить з віддільника рідини. Формула для питомої ентальпії в точці б має вигляд

$$i_6 = \frac{M_{nn} i_4 + M_{cn} i_5}{M} = \frac{M(1-x_7) i_4 + M x_7 i_5}{M} = (1-x_7) i_4 + x_7 i_5,$$

де  $M_{nn}$  і  $M_{cn}$  – відповідно масові витрати перегрітої пари, що надходить з першої секції, і сухої пари, засмоктуваної з віддільника рідини, кг/с;  $x_7$  – ступінь сухості вологої пари після дроселювання в регулювальному вентилі високого тиску;  $M = M_{nn} + M_{cn}$  – масова продуктивність другої секції турбокомпресора, кг/с, яку можна позначити як масову витрату холодоагенту через конденсатор ( $M_k = M$ ).

Тоді масова витрата холодоагенту через випарник

$$M_e = M_k(1-x_7), \text{ кг/с.}$$

Холодильна потужність при такому циклі

$$Q_x = M_u(i_1 - i'_b), \text{ Вт.}$$

Теплова потужність конденсатора

$$Q_k = M_k(i'_a - i_2), \text{ Вт.}$$

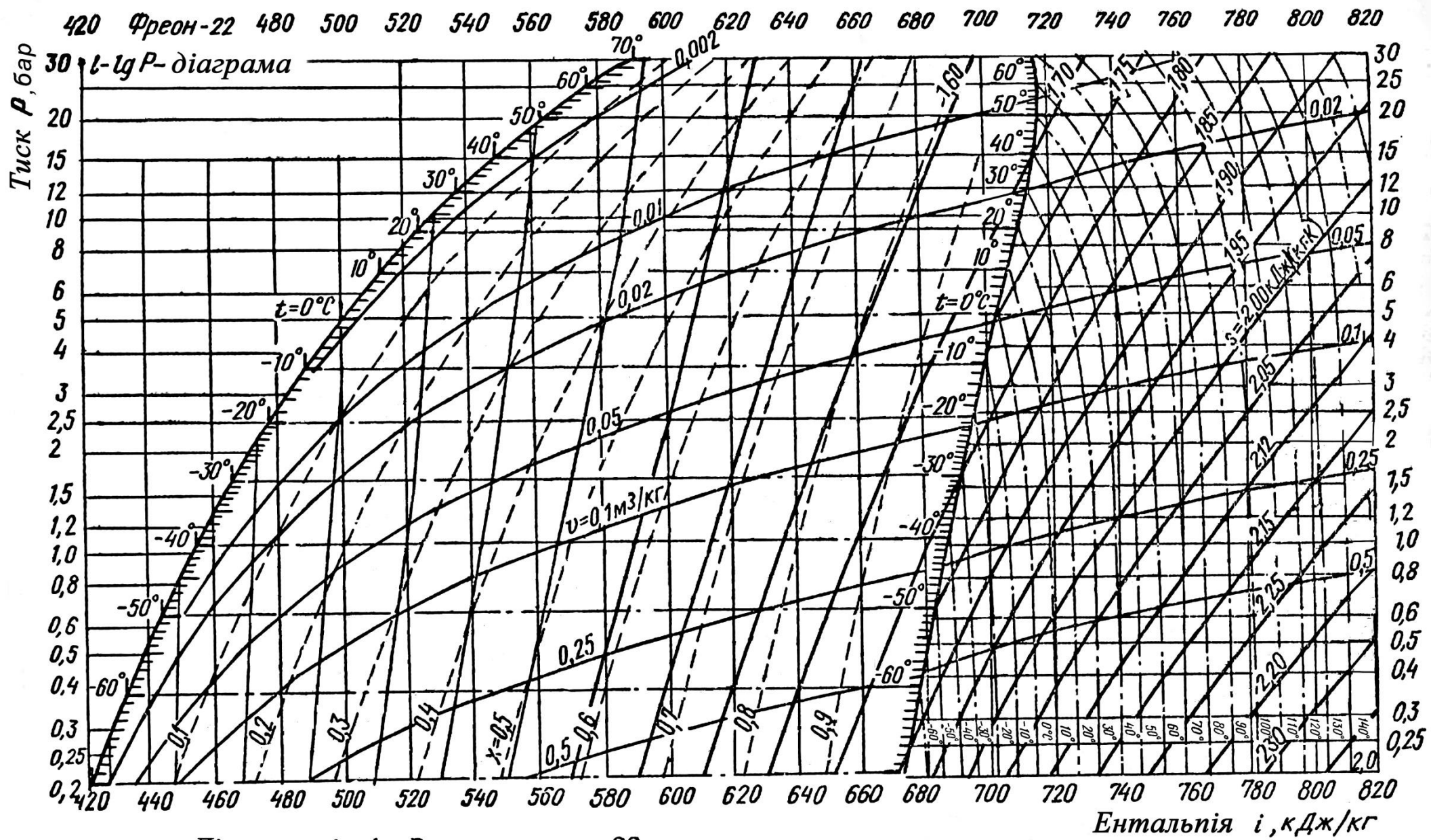
Теоретична потужність на валу компресора

$$N_k = (i'_a - i_6) M_k + (i_4 - i_1) M_e, \text{ Вт.}$$

Холодильний коефіцієнт циклу

$$\varepsilon_x = \frac{Q_x}{N_k}.$$

Завдяки зниженню температури пари, засмоктуваної другою секцією, за рахунок додавання більш холодної сухої пари з віддільника рідини, зменшується питома робота другої секції на величину, обумовлену площею б-4-а-а'.



Діаграма  $i - \lg P$  для хладону-22

## СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Випанасенко С.І. Конспект лекцій з дисципліни “Холодильне устаткування” для самостійної роботи студентів спеціальності 8.000008 Енергетичний менеджмент/Упоряд.: С.І. Випанасенко, Г.С. Олішевський. – Д.: Національний гірничий університет, 2007. – 48 с.
2. Холод в енергетиці і на транспорті: сучасні проблеми кондиціонування та рефрижерації: 1-ша міжнар. наук.-техн. конф., 5-6 листопада 2008 року: Зб. наук. праць: Матеріали (тези доповідей, наук. статті) / . – Миколаїв:, 2008. – 286 с.
3. Ткаченко С. Й. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах тепlopостачання / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко. – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 175 с.
4. Ошовський В. Я. Цикли ресорбційних холодильних машин / В. Я. Ошовський. – Миколаїв: НУК, 2009. – 126 с.

**Олішевський Геннадій Сергійович**

**Методичні рекомендації  
до виконання індивідуальних завдань  
з дисципліни «Холодильне устаткування»  
для студентів спеціальності  
141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка**

Видано в редакції автора

НТУ «Дніпровська політехніка»  
49005, м. Дніпро, просп.. Д. Яворницького, 19.