

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

О. О. Лехмус

**СХЕМИ ТА ЦИКЛИ
НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ
ПАРОКОМПРЕСОРНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ
МАШИН**

Методичні вказівки

Рекомендовано Методичною радою НУК

Миколаїв 2007

УДК 621.574(076)

Лехмус О.О. Схеми та цикли низькотемпературних парокомпресорних холодильних машин: Методичні вказівки. – Миколаїв: НУК, 2007. – 32 с.

Кафедра кондиціонування та рефрижерації

Наведено теоретичні схеми та цикли холодильних машин дво- та триступінчастого стискування, а також схеми та цикли каскадних і компресійно-ежекторних машин; показано принцип вибору проміжного тиску.

Призначено для студентів спеціальності "Холодильні машини та установки"; може бути корисним для студентів енергетичних спеціальностей, а також для фахівців у галузі холодильної техніки.

Рецензент канд. техн. наук, доц. І.П. Єсін

ДВОСТУПІНЧАСТІ ЦИКЛИ

Зі зниженням температури кипіння холодоагентів ступінь стискування збільшується і коефіцієнт подачі компресора одноступінчастої холодильної машини знижується, робота її стає неекономічною. При подальшому зниженні температури кипіння коефіцієнт подачі стає рівним нулю, тобто робота одним ступенем стає неможливою. Для компресора з мертвим обсягом 4–5 % ця межа настає при $p_k / p_0 = 20 \dots 25$, що для фреону–22 при $t_k = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ відповідає $t_0 = -56 \dots -52 \text{ }^\circ\text{C}$.

Іншою причиною, що обмежує можливість застосування одноступінчастих машин при низьких температурах кипіння, є висока температура наприкінці стискування. Це може перевищити допустимі значення та погіршити змащування компресора.

Холодильний коефіцієнт теоретичного циклу ϵ_T при двоступінчастому і багатоступінчастому стискуванні завжди вище, ніж при одноступінчастому, причому ця перевага тим більше, чим нижче t_0 .

При відносно високих t_0 , незважаючи на більший ϵ_T у двоступінчастої машини, застосовують одноступінчасте стискування, оскільки необхідний сумарний секундний обсяг компресорів при двоступінчастому стискуванні стає більше, ніж при одноступінчастому.

Межі температур кипіння, при яких доцільно переходити до двоступінчастого стискування, повинні визначатися техніко-економічним розрахунком, виходячи з умови мінімальних загальних витрат на одержання холоду.

Розглянемо основні цикли двоступінчастого стискування.

Цикл із одноступінчастим дроселюванням і неповним проміжним охолодженням

Схема найпростішого циклу з двоступінчастим стискуванням, а також зображення цього циклу в діаграмах i - $\lg p$ і S - T показані на рис. 1. У компресорі низького тиску (1Км) пара стискується з тиску кипіння (p_0) до проміжного тиску ($p_{\text{пр}}$), потім охолоджується водою у проміжному холодильнику (ПХ) і продовжує стискатися у компресорі високого тиску (2Км) до тиску конденсації (p_k). В іншому – описаний цикл не відрізняється від найпростішого одноступінчастого.

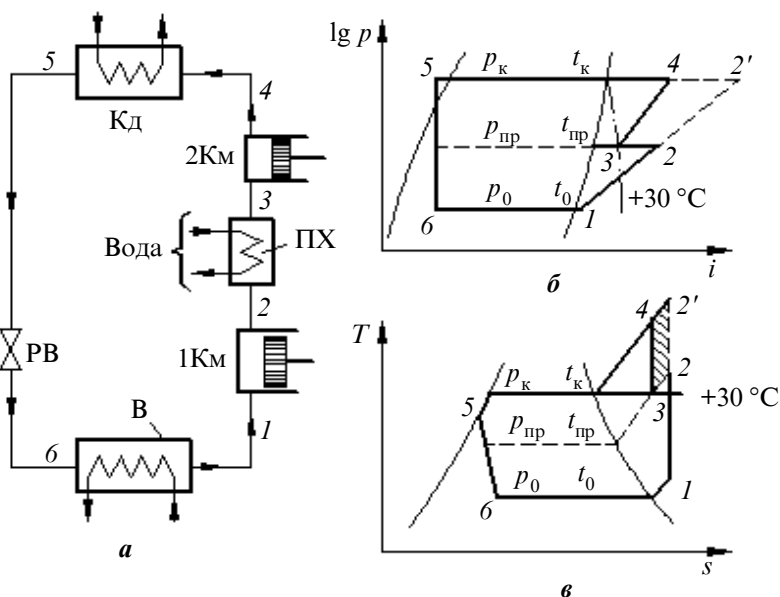


Рис. 1. Двоступінчасте стискування з одноступінчастим дроселюванням і неповним проміжним охолодженням:

a – схема; $б$ – цикл у діаграмі i - $\lg p$; $в$ – цикл у діаграмі S - T

Для порівняння з одноступінчастим циклом на діаграмах лінії стискування першого ступеня $1-2$ подовжені до точок $2'$, що означають кінець стискування в одноступінчастому циклі при тих самих тисках кипіння p_0 і конденсації p_k .

Холодопродуктивність 1 кг агента у двоступінчастому циклі та ж, що й в одноступінчастому: $q_0 = i_1 - i_5$.

Робота стискування дорівнює:

у першому ступені (ступені низького тиску) $\Delta i_1 = i_2 - i_1$;

у другому ступені (ступені високого тиску) $\Delta i_2 = i_4 - i_3$.

Сумарна робота стискування $l_{2\text{ст}} = \Delta i_1 + \Delta i_2 = (i_2 - i_1) + (i_4 - i_3)$.

Ця робота менше, ніж при одноступінчастому стискуванні $l_{1\text{ст}} = i_2' - i_1$.

Економія в роботі при двоступінчастому стискуванні, у порівнянні з одноступінчастим, у діаграмі S – T виражається площею заштрихованого чотирикутника $2-3-4-2'$.

Як видно за діаграмою i – $lg\ p$, зменшення роботи при стискуванні більш охолодженої пари пов'язане з тим, що адіабати на ній при русі нагору поступово розходяться і загинаються вправо. При цьому відрізок $4-2'$ (див. рис. 1,б) завжди більше за $3-2$, а різниця ентальпій на початку і наприкінці стискування тим більше, чим вище початкова температура пари ($i_2' - i_2 > i_4 - i_3$).

Холодильний коефіцієнт двоступінчастого циклу

$$\varepsilon_T = \frac{q_0}{l_{2\text{ст}}} = \frac{q_0}{\Delta i_1 + \Delta i_2} = \frac{i_1 - i_5}{(i_2 - i_1) + (i_4 - i_3)}.$$

У зв'язку зі зменшенням роботи холодильний коефіцієнт у двоступінчастому теоретичному циклі вище, ніж в одноступінчастому, на 3–4 %.

Оскільки у даному циклі температура, до якої можна охолодити пару після стискування у першому ступені, обмежена температурою води, температура нагнітання другого ступеня знижується несуттєво, у порівнянні з одноступінчастим стискуванням. Тому такий цикл для аміаку можна застосовувати при температурі кипіння не нижче -40°C . При більш низьких температурах застосовують цикли з повним проміжним охолодженням.

Цикл із одноступінчастим дроселюванням і повним проміжним охолодженням

У такому циклі (рис. 2) пара, що нагнітається компресором першого ступеня 1Км, охолоджується до проміжної температури $t_{\text{пр}}$ рідким агентом, що кипить при $p_{\text{пр}}$ у спеціальному апараті – проміжній посудині ПС, до якої надходить рідина через регулю-

вальний вентиль 1РВ, де вона дроселюється з p_k до $p_{пр}$. Основна ж частина рідини, що утворюється у конденсаторі (80...90 %), через регулюючий вентиль 2РВ направляється у випарник. Дроселювання у 2РВ відбувається відразу з p_k до p_0 (одноступінчасте).

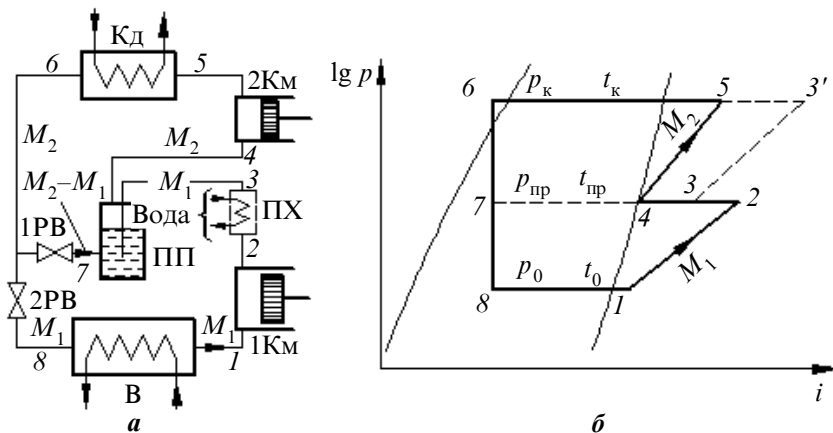


Рис. 2. Двоступінчасте стискування з одноступінчастим дроселюванням і повним проміжним охолодженням:

a – схема; *б* – цикл у діаграмі i – $\lg p$ (пунктиром зображено процес стискування у верхньому ступені при неповному проміжному охолодженні)

Пару, що нагнітається першим ступенем, можна до надходження у проміжну посудину охолодити у водяному холодильнику ПХ, що на рис. 2 зображено пунктиром.

Кількість агента M_2 , яка циркулює через другий ступень, більша, ніж через перший M_1 , на кількість пари, що утворилася під час кипіння в проміжній посудині та після дроселювання у 1РВ.

Відношення кількостей агента M_2 / M_1 (позначимо його через μ) знаходять із теплового балансу проміжної посудини.

Для циклу без охолодження водою

$$M_1 i_2 + (M_2 - M_1) i_7 = M_2 i_4.$$

З урахуванням $i_7 = i_6$ після перетворень одержимо

$$\mu = \frac{M_2}{M_1} = \frac{i_2 - i_6}{i_4 - i_6}. \quad (1)$$

Якщо розглядати двоступінчасту машину як дві самостійні одноступінчасті, то вираз (1) можна представити так:

$$\mu = \frac{q_{k_1}}{q_{02}},$$

де $q_{k_1} = i_2 - i_6$ – теплота конденсації першого ступеня, кДж / кг;
 $q_{02} = i_4 - i_6$ – холодопродуктивність другого ступеня, кДж / кг.

Для циклу з водяним холодильником ПХ у формулу (1) замість i_2 підставляють i_3 .

Сумарна робота стиснення у двох ступенях, віднесена до 1 кг агента, що циркулює в першому ступені, для циклів із водяним холодильником і без нього

$$l = \Delta i_1 + \mu \Delta i_2 = (i_2 - i_1) + \mu(i_5 - i_4).$$

Холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon_T = \frac{q_0}{\Delta i_1 + \mu \Delta i_2} = \frac{i_1 - i_6}{(i_2 - i_1) + \mu(i_5 - i_4)}.$$

За наявності водяного холодильника μ дещо менше (тому що менше википає рідини в проміжній посудині при охолодженні менш нагрітої пари), тому ε_T дещо вище (на 1...3 %). Оскільки введення водяного холодильника ускладнює установку, а енергетичні переваги невеликі, його (за наявності проміжної посудини) застосовують рідко.

У циклі з повним проміжним охолодженням, у порівнянні з неповним (див. пунктир на рис. 2,б), робота стиснення 1 кг агента в другому ступені менше, оскільки температура початку стиснення нижче, а кількість циркулюючого агента більше. Перший фактор викликає збільшення ε_T , а другий – зменшення. У цілому при повному охолодженні ε_T вище на 2–3 %. Однак головна перевага даного циклу – в істотному зниженні температури нагнітання другого ступеня, що дозволяє ще більше знизити температуру кипіння. Недоліком циклу є велике пароутворення в 2РВ при низьких t_0 , що знижує q_0 і ε_T . Так після дроселювання рідкого аміаку з $t_k = 30^\circ\text{C}$ (без переохолодження) до температур -20 і -60°C пароутворення відповідно складає 17,5 і 28 %.

Для зменшення пароутворення застосовують цикли з двоступінчастим дроселюванням чи з переохолодженням рідини високого тиску в проміжній посудині.

Цикл із двоступінчастим дроселюванням

У циклі (рис. 3) через регулювальний вентиль 1РВ у проміжну посудину надходить уся рідина з конденсатора (у кількості M_2 , кг/с). У проміжній посудині рідина кипить, відводячі тепло від пари, що нагнітається компресором першого ступеня. Однак википає лише невелика частина рідини, інша (M_1 , кг/с), охолоджена до $t_{\text{пр}}$, направляється до регулювального вентиля 2РВ, у якому вона дрослюється з $p_{\text{пр}}$ до p_0 .

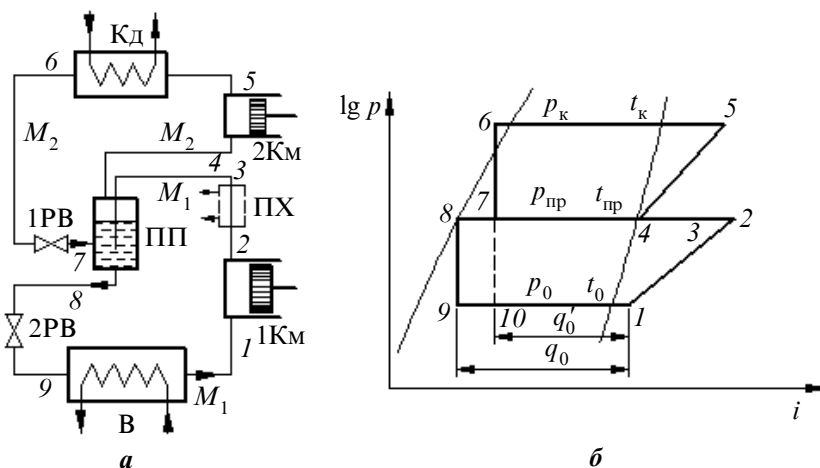


Рис. 3. Двоступінчасте стискування з двоступінчастим дроселюванням:

a – схема; *б* – цикл у діаграмі i - $\lg p$

У циклі без водяного проміжного холодильника ПХ відношення кількості агента, яка циркулює в другому ступені, до кількості агента, що циркулює в першому ступені, визначене з теплового балансу проміжної посудини:

$$\mu = \frac{M_2}{M_1} = \frac{i_2 - i_8}{i_4 - i_6}. \quad (2)$$

За наявністю водяного холодильника у формулу (2) замість i_2 підставляють i_3 .

Холодильний коефіцієнт для циклу з водяним холодильником і без нього

$$\varepsilon_T = \frac{q_0}{\Delta i_1 + \mu \Delta i_2} = \frac{i_1 - i_8}{(i_2 - i_1) + \mu(i_5 - i_4)}. \quad (3)$$

Порівняємо холодильні коефіцієнти циклів із двоступінчастим і одноступінчастим дроселюванням (див. рис. 3,б, на якому лінія 6–10 відповідає одноступінчастому дроселюванню). У циклі з двоступінчастим дроселюванням значення q_0 більше (через більш низьку температуру рідини перед РВ), що збільшує ε_T . З іншого боку, більше і μ , оскільки чисельник у формулі (2) більше, ніж у формулі (1), що зменшує ε_T . У цілому при двоступінчастому дроселюванні ε_T завжди більше, так як пара, що утвориться при дроселюванні від p_k до $p_{пр}$, стискається тільки компресором другого ступеня 2Км. При одноступінчастому дроселюванні ця ж пара спочатку транзитом проходить через випарник, потім стискається компресором першого ступеня 1Км і тільки після цього надходить до 2Км. Це знижує холодопродуктивність компресора першого ступеня та збільшує витрату потужності на стискання у ньому пари.

Результати порівняльних розрахунків розглянутих варіантів циклів у режимі $t_0 = -40^\circ\text{C}$, $t_k = 30^\circ\text{C}$ (для аміаку) наведено в табл. 1. При розрахунках приймали: $t_{пр} = -10^\circ\text{C}$; температура пари після проміжного холодильника $\text{ПХ } t_3 = 30^\circ\text{C}$; перегрів пари після випарника і переохолодження рідини після конденсатора дорівнюють нулю.

Таблиця 1

Показники ефективності циклів аміачних машин	Одноступінчасте стискування	Двоступінчасте стискування				
		Одноступінчасте дроселювання			Двоступінчасте дроселювання	
		Неповне проміжне охолодження	Повне проміжне охолодження			
			без охолодження водою	з охолодженням водою	без охолодження водою	з охолодженням водою
Температура кінця адіабатичного стискування, °С	165	140	87	87	87	87

Продовж. табл. 1

Показники ефективності циклів аміачних машин	Одноступінчасте стискування	Двоступінчасте стискування					
		Одноступінчасте дроселювання			Двоступінчасте дроселювання		
		Неповне проміжне охолодження	Повне проміжне охолодження				
			без охолодження водою	з охолодженням водою	без охолодження водою	з охолодженням водою	
Відношення $\mu = M_1/M_2$	–	1	1,13	1,089	1,295	1,254	
Холодильний коефіцієнт ε_T	2,45	2,54	2,6	2,65	2,83	2,88	
Холодильний коефіцієнт ε_T , у % по відношенню до одноступінчастого циклу	100	103,7	106,1	108,2	115,5	117,5	

З табл. 1 видно, що цикл із двоступінчастим дроселюванням енергетично найекономічніший. Однак експлуатація установок з машинами, що працюють за даним циклом, не завжди зручна у зв'язку з можливим пароутворенням через відсутність переохолодження рідини перед 2РВ. Тому в схемах, де наявна істотна втрата тиску в трубопроводі перед 2РВ, варто застосовувати цикл із переохолодженням рідини високого тиску.

Цикл із переохолодженням рідини високого тиску в проміжній посудині

Через регулювальний вентиль 1РВ (рис. 4) у проміжну посудину подається лише невелика частина рідини ($M_2 - M_1$) для поповнення тої, що википила. Основний же потік рідини високого тиску (M_1) направляється у змійовик, розташований під рівнем рідини в проміжній посудині.

Якби рідина у змійовику охолонула до температури в проміжній посудині $t_{\text{пр}}$, то ε_T такого циклу був би таким же, як і у циклі з двоступінчастим дроселюванням.

У дійсності через обмеженість теплопередавальної поверхні змійовика температура рідини перед 2РВ вище $t_{\text{пр}}$ на 3–5 °С (див. рис. 4,б). Тому ε_T такого циклу на 1–2 % нижче, ніж при двоступін-

частому дроселюванні. Крім цього, конструкція проміжної посудини зі змійовиком складніше, тому даний цикл доцільно застосовувати лише у тому випадку, якщо необхідно рідину високого тиску подавати до споживачів холоду, що знаходяться на великій висоті та відстані від машинного відділення, тому що за цих умов пароутворення перед РВ не почнеться.

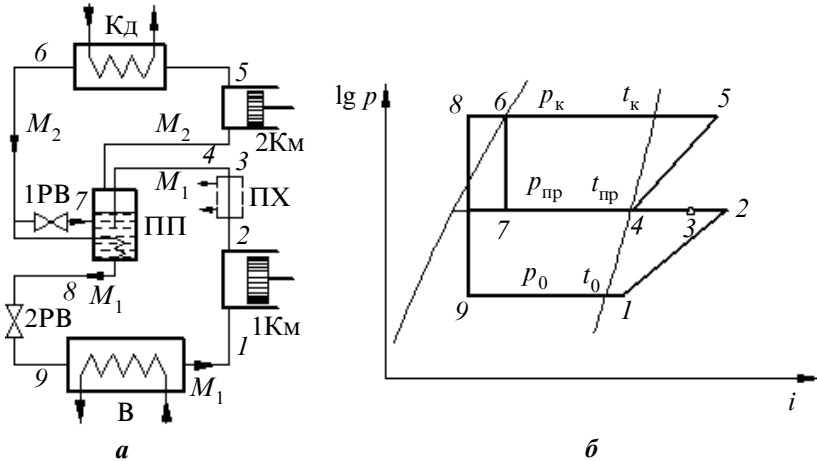


Рис. 4. Двоступінчасте стискування з переохолодженням рідини високого тиску в промпосудині:
а – схема; б – цикл у діаграмі i - $\lg p$

Прийнявши позначення точок з рис. 4, даний цикл можна обчислити за формулами (2) і (3).

Цикли фреонових двоступінчастих низькотемпературних машин

Розглянуті вище цикли застосовують в основному для аміачних установок, хоча відомі випадки застосування їх на фреоні-22.

Однак частіше фреонові цикли мають деякі особливості. У зв'язку з доцільністю перегріву всмоктуваної пари у схему фреонових машин включають регенеративний теплообмінник.

З урахуванням того, що при стискуванні фреонів температура пари піднімається не настільки високо, як у аміаку, проміжне охолодження здійснюють, як правило, тільки водою. Однак про-

міжну посудину в схемі зберігають, залишаючи за нею лише функцію переохолодження рідини високого тиску до температури, близької до проміжної. Конструктивно таку посудину виконують у вигляді теплообмінника.

Найбільш розповсюджений цикл, який застосовують у вітчизняних двоступінчастих фреонових низькотемпературних машинах, показано на рис. 5.

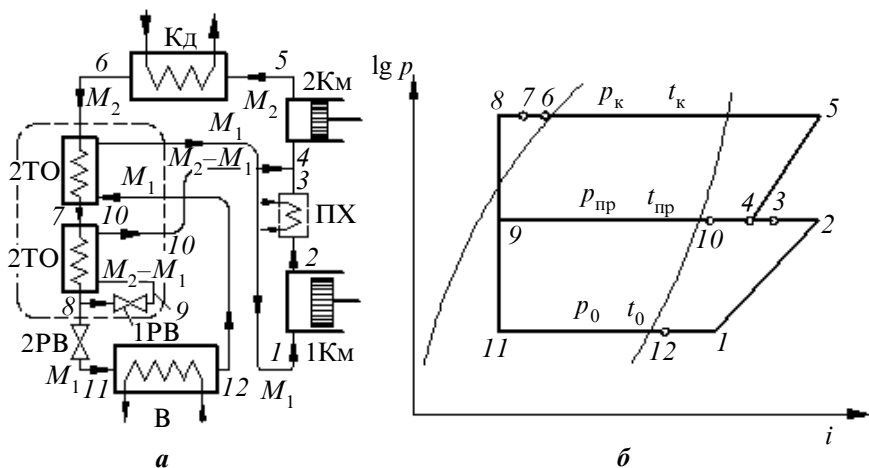


Рис. 5. Двоступінчаста машина ФДС на фреоні-22:

a – схема; *б* – цикл в діаграмі *i*-lg *p*

Компресор першого ступеня 1Км стискає пару (M_1) від тиску p_0 до $p_{пр}$ (процес 1–2). Пара охолоджується водою в холодильнику ПХ до точки 3, а потім її температура знижується до точки 4, тому що до неї додається холодна пара з теплообмінника 2ТО (точка 10). Після стискування пари в 2Км (у кількості M_2) і конденсації рідкий агент переохолоджується спочатку в теплообміннику 1ТО приблизно до 0°C парою низького тиску, яка йде з випарника, а потім у 2ТО рідиною, що кипить при $p_{пр}$. Після переохолодження в 2ТО (точка 8) частина рідини ($M_2 - M_1$) дроселюється у 1РВ з p_k до $p_{пр}$ і прямує у 2ТО. Пара, що утворюється при кипінні у 2ТО (точка 10), відсмоктується компресором 2Км. Основний же потік рідини (M_1) із точки 8 дроселюється у 2РВ із p_k до p_0 і надходить у випарник. Пара з випарника перегрівається в 1ТО і відсмоктується компресором 1Км.

Рідина для дроселювання в 1РВ у даній схемі взята після переохолодження у 2ТО, що термодинамічно рівноцінно відбору рідини перед проміжною посудиною (див. рис. 4). Схему з відбором рідини після теплообмінника застосовують зазвичай у тому випадку, якщо 1ТО і 2ТО конструктивно об'єднані в один апарат.

Для розрахунку будують цикл у діаграмі $i\text{--}\lg p$ у наступний спосіб.

Точки 12 і 10 беруть на верхній прикордонній кривій відповідно при тиску кипіння p_0 і проміжному $p_{\text{пр}}$ (суха насичена пара) або задаючись невеликим перегрівом ($2\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Температуру всмоктування в компресор першого ступеня (точка 1) приймають зазвичай $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, тобто з умови забезпечення досить високого перегріву.

Під час проектного розрахунку необхідно вибрати поверхню теплообмінника 1ТО так, щоб вона була достатньою для забезпечення прийнятого перегріву. При розрахунку ж існуючої машини після розрахунку циклу необхідно перевірити, чи достатньо поверхні теплообмінника 1ТО, щоб передати тепло, необхідне для підігріву пари до прийнятої температури. Якщо вона виявиться малою і прийнятий перегрів (до t_1) не забезпечується, то приймають іншу, більш низьку температуру всмоктування.

Положення точки 2 визначають на перетині адіабати, проведеної з точки 1, і лінії проміжного тиску $p_{\text{пр}}$.

Температуру в точці 3 визначають з умови можливості охолодження пари водою в проміжному холодильнику ПХ, тобто рівною $30\text{...}35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Можливість одержання прийнятої температури повинна бути підтверджена відповідним розрахунком проміжного холодильника.

Стан точки 6 приймають на нижній прикордонній кривій при тиску p_k або з урахуванням невеликого переохолодження, що досягається в конденсаторі (не більше $2\text{ }^{\circ}\text{C}$). Стан точки 8 визначають з умови недорекуперації на холодному кінці теплообмінника 2ТО приблизно $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, тобто

$$t_8 \cong t_{\text{пр}} + 5.$$

Правильність вибору температури t_8 повинна бути підтверджена відповідним розрахунком теплообмінника 2ТО.

Після того як задалися зазначеними величинами, обчислюють інші параметри циклу.

Для знаходження відношення $\mu = M_2 / M_1$ зручніше за все визначити тепловий баланс системи, що складається з теплообмінників 1ТО і 2ТО і регулювального вентиля 1РВ (рис. 5,а). Складання теплового балансу будь-якого одного теплообмінника не дасть можливості визначити μ , тому що не відомо положення точки 7.

У зазначену систему входить рідина у кількості M_2 (точка 6) і пара у кількості M_1 (точка 12). Із системи виходить рідина (точка 8) у кількості M_1 , пара, визначена точкою 1 у кількості M_1 , а також пара, визначена точкою 10 у кількості $M_2 - M_1$. Відповідно до цього рівняння теплового балансу має вигляд

$$M_2 i_6 + M_1 i_{12} = M_1 i_8 + M_1 i_1 + (M_2 - M_1) i_{10},$$

звідки

$$\mu = \frac{M_2}{M_1} = \frac{(i_{10} - i_8) - (i_1 - i_{12})}{i_{10} - i_6}.$$

Для знаходження положення точки 7 складемо тепловий баланс теплообмінника 1ТО:

$$M_2 (i_6 - i_7) = M_1 (i_1 - i_{12}),$$

звідки

$$i_7 = i_6 - \frac{1}{\mu} (i_1 - i_{12}).$$

Положення точки 4 знаходиться з рівняння теплового балансу в точці змішування:

$$M_1 i_3 + (M_2 - M_1) i_{10} = M_2 i_4,$$

звідки

$$i_4 = \frac{i_3}{\mu} + \left(1 + \frac{1}{\mu}\right) i_{10}.$$

Для знаходження положення точки 5 (останньої невідомої точки циклу) проводять адіабату з точки 4 до тиску конденсації.

Холодильний коефіцієнт теоретичного циклу

$$\varepsilon_T = \frac{q_0}{\Delta i_1 + \mu \Delta i_2} = \frac{i_{12} - i_8}{(i_2 - i_1) + \mu (i_5 - i_4)}.$$

За розглянутим циклом працюють низькотемпературні фреонові машини ФДС10М і ФДС20М на фреоні-22 при t_0 до -80°C .

Визначення проміжного тиску

При заданих значеннях тиску конденсації p_k і кипіння p_0 в обраному циклі величина $p_{\text{пр}}$ залежить від співвідношення описаних обсягів компресорів верхнього та нижнього ступеней $V_{\text{КМ}_2} / V_{\text{КМ}_1}$.

Нехай при заданих $V_{\text{КМ}_2}$ і $V_{\text{КМ}_1}$ установилося значення $p_{\text{пр}}$. Якщо збільшити $V_{\text{КМ}_1}$, наприклад, збільшенням числа обертань компресора першого ступеня, то $p_{\text{пр}}$ почне зростати, тому що в проміжну посудину подається більше пари, ніж відсмоктується другим ступенем. Однак через збільшення відношення тисків $p_{\text{пр}} / p_0$ коефіцієнт подачі першого ступеня λ_1 , а значить, і продуктивність компресора M_1 будуть знижуватися. Продуктивність компресора другого ступеня M_2 буде збільшуватися внаслідок зниження відношення тисків $p_k / p_{\text{пр}}$, а також через зменшення питомого об'єму всмоктуваної пари, тому зростання $p_{\text{пр}}$ буде уповільнюватися і він прийме нове, більш високе значення.

При перевірочному розрахунку, коли відомі $V_{\text{КМ}_2}$ і $V_{\text{КМ}_1}$, для визначення проміжного тиску можна рекомендувати наступні графічні способи.

1-й спосіб. Величина $p_{\text{пр}}$ визначається перетинанням характеристик компресорів.

Приймаючи різні значення $p_{\text{пр}}$, знаходимо продуктивність компресорів першого і другого ступенів:

$$M_1 = \frac{V_{\text{КМ}_1} \lambda_1}{v_{\text{BC}_1}} \text{ кг/с} \quad (4); \quad M_2 = \frac{V_{\text{КМ}_2} \lambda_2}{v_{\text{BC}_2}} \text{ кг/с.} \quad (5)$$

При визначенні M_1 постійні – t_0 і v_{BC_1} , а при визначенні M_2 постійна – t_k .

На графік у координатах $M, p_{\text{пр}}$ (рис. 6,а) наносимо значення M_2 і величину M_1 , помножену на відношення $\mu_{\text{ц}} = \frac{M_2}{M_1}$, знайдене з розрахунку циклу. Точка А перетину двох кривих визначає шукане $p_{\text{пр}}$.

Величину $\mu_{\text{ц}}$, що мало залежить від $p_{\text{пр}}$, можна обчислювати лише для двох крайніх значень $p_{\text{пр}}$.

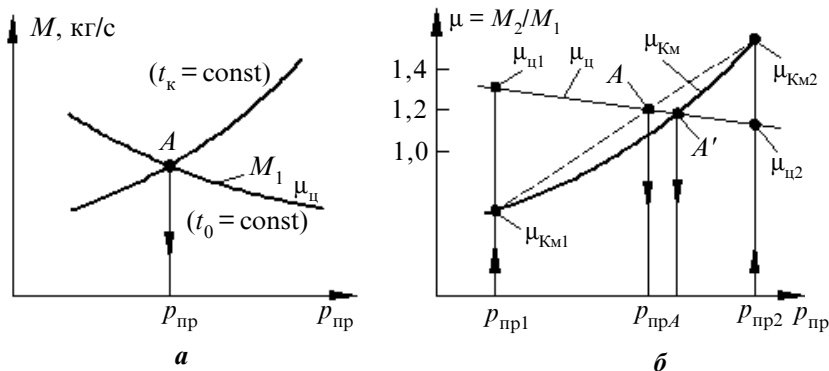


Рис. 6. Графічні методи визначення проміжного тиску:

a – у координатах M , $p_{\text{пр}}$; *б* – у координатах μ , $p_{\text{пр}}$

2-й спосіб. На графіку в координатах μ , $p_{\text{пр}}$ (рис. 6,б) наносимо лінії відносних продуктивностей $\mu_{\text{КМ}}$ і $\mu_{\text{ц}}$. Для побудови кривої $\mu_{\text{КМ}} = M_2 / M_1$ значення M_2 і M_1 знаходимо за формулами (4) і (5), а величина $\mu_{\text{ц}}$ визначаються з розрахунку циклу. Точка перетину $\mu_{\text{КМ}}$ і $\mu_{\text{ц}}$ визначає $p_{\text{пр}}$.

При розрахунку задають значення $p_{\text{пр}1}$ і наносять на графік отримані значення $\mu_{\text{КМ}1}$ і $\mu_{\text{ц}1}$ (див. рис. 6,б). Потім задаються іншим значенням $p_{\text{пр}}$ (якщо $\mu_{\text{КМ}1} < \mu_{\text{ц}1}$, то $p_{\text{пр}2} > p_{\text{пр}1}$) і наносять на графік відповідні значення $\mu_{\text{КМ}2}$ і $\mu_{\text{ц}2}$.

Точка *A* на перетині прямих визначає наближене значення $p_{\text{пр}}$. Для уточнення його обчислюємо $\mu_{\text{КМ}3}$ при $p_{\text{пр}A}$ і за трьома точками будуємо плавну криву $\mu_{\text{КМ}}$. Перетин цієї кривої з прямою $\mu_{\text{ц}}$ (точка *A'*) вказує з достатньою точністю значення $p_{\text{пр}}$.

Для циклів без проміжного добору пари, в яких $M_2 = M_1$ ($\mu_{\text{ц}} = 1$), розрахунки спрощуються. Наприклад, на рис. 6,б замість кривої $\mu_{\text{ц}}$ проводять горизонтальну лінію $\mu_{\text{ц}} = 1$.

У проектувальному розрахунку, коли потрібно підібрати компресори першого і другого ступенів для забезпечення даної холодопродуктивності машини, $p_{\text{пр}}$ варто приймати так, щоб забезпечити найбільшу економічність.

Відхилення $p_{\text{пр}}$ від оптимального значення призводить до

збільшення сумарної роботи стискування, холодильного коефіцієнта ϵ і збільшення сумарного обсягу компресорів.

Для досягнення мінімальної роботи стискування $p_{\text{пр}}$ зазвичай вибирають з умови

$$p_{\text{пр}} = \sqrt{p_{\text{к}} p_0}.$$

Ця формула виведена для теоретичного циклу, в якому кількості стискуваного газу і температури всмоктування обох ступеней рівні ($M_1 = M_2$ і $t_{BC_1} = t_{BC_2}$).

У двоступінчастих холодильних машинах зазвичай $M_2 > M_1$ і $t_{BC_2} > t_{BC_1}$, тому мінімальна робота стискування виявляється при більш високих значеннях $p_{\text{пр}}$:

$$p_{\text{пр}} = A \sqrt{p_{\text{к}} p_0}.$$

У теоретичному циклі коефіцієнт A лежить у межах 1,0...1,6 і залежить від циклу, холодильного агента і режиму. Наприклад, для фреону-22 при $t_0 = -60^\circ\text{C}$; $t_{\text{к}} = 30^\circ\text{C}$; $\mu = 1,2$; $t_{BC_1} = 0^\circ\text{C}$; $t_{BC_2} = 20^\circ\text{C}$ коефіцієнт $A = 1,4...1,5$; для NH_3 у циклах без проміжного охолодження водою при $t_0 = -35^\circ\text{C}$ і $t_{\text{к}} = 30^\circ\text{C}$ коефіцієнт $A = 1,02...1,06$; за наявності водяного холодильника $A = 1,2...1,5$. Збільшення коефіцієнта A в останньому випадку пов'язане з тим, що охолодження водою можливе тільки при високих значеннях $p_{\text{пр}}$, коли температура нагнітання першого ступеня вище за температуру води.

Однак відхилення $p_{\text{пр}}$ від оптимального значення мало відбивається на холодильному коефіцієнті. Так для зазначених циклів на фреоні-22 і аміаку збільшення чи зменшення $p_{\text{пр}}$ у 1,5 разу знижує холодильний коефіцієнт не більше ніж на 4 %.

У дійсному циклі малий вплив $p_{\text{пр}}$ на ϵ зберігається, тому що значення ефективних ККД компресора мало залежать від відношення тисків. Однак значення A дещо менше, оскільки ефективний ККД у компресора першого ступеня нижче, ніж у компресора другого ступеня.

Сумарний описаний обсяг компресорів $\sum V_{\text{КМ}} = V_{\text{КМ}_1} + V_{\text{КМ}_2}$ не менше впливає на економічність установки, ніж холодильний кое-

фіцієнт. При збільшенні $\sum V_{\text{КМ}}$ зростають розміри чи кількість компресорів, що спричиняє збільшення виробничих площ, а також вимагає збільшення витрат на обслуговування і ремонт.

Сумарний обсяг компресорів $\sum V_{\text{КМ}}$ істотно залежить від вибору $p_{\text{пр}}$. Оптимальне значення $p_{\text{пр}}$, при якому $\sum V_{\text{КМ}}$ мінімальний, знайдене з розрахунку дійсного циклу на фреоні-22 із поршневими компресорами, дорівнює $\sqrt{p_0 p_{\text{к}}}$. Відхилення $p_{\text{пр}}$ від оптимального значення у 1,5 разу збільшує $\sum V_{\text{КМ}}$ на 15...20 %.

При t_0 нижче -60°C коефіцієнт A стає менше одиниці, тому що коефіцієнт подачі в першому ступені зменшується швидше, ніж у другому.

Для установок із ротаційними компресорами, використовуваними в якості дожимних, коефіцієнт A трохи вище, тому що в ротаційних компресорах λ мало залежить від відношення тисків.

У цілому, оскільки $p_{\text{пр}}$ впливає на $\sum V_{\text{КМ}}$ більше, ніж на ε , найбільш економічна робота досягається при

$$p_{\text{пр}} = (0,9 \dots 1,3) \sqrt{p_0 p_{\text{к}}}.$$

Для точнішого визначення оптимального $p_{\text{пр}}$ задаються його різними значеннями, для яких обчислюють необхідні об'єми $V_{\text{КМ}_1}$ і $V_{\text{КМ}_2}$, визначають потужності в кожному ступені та будують залежності $\varepsilon = f(p_{\text{пр}})$ і $\sum V_{\text{КМ}} = f(p_{\text{пр}})$, наносячи їх на один графік.

В особливо відповідальних випадках будують залежність від $p_{\text{пр}}$, сумарних експлуатаційних витрат. Оптимальне значення $p_{\text{пр}}$ знаходять у точках мінімуму.

Однак, зазвичай не вдається підібрати точне відношення об'ємів компресорів, яке забезпечує оптимальне значення $p_{\text{пр}}$, тому що їх не можна вибирати довільно. Компресори для низькотемпе-

ратурних машин не створюються спеціально, а вибираються з існуючих рядів. Крім того, холодильні машини, як правило, розраховують для роботи не при одній температурі кипіння, а в деякому діапазоні. Між тим для кожного значення t_0 (при даній t_k), щоб одержати оптимальне значення $p_{пр}$, відношення обсягів $V_{КМ_2} / V_{КМ_1}$ має бути своїм.

Тому $V_{КМ_2} / V_{КМ_1}$ підбирають таким, щоб $p_{пр}$ було за можливостю ближче до оптимального в середньому (чи найбільш імовірному) режимі.

Коли об'єми компресорів обрані, необхідно визначити $p_{пр}$ у крайніх режимах діапазону (методом перевірного розрахунку) і переконатися, що в кожному ступені різниці та відносини тисків, а також температури нагнітання лежать у припустимих межах.

ТРИСТУПІНЧАСТІ ЦИКЛИ

При температурах $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ і нижче двоступінчаста поршнева машина виявляється неекономічною, тому що відносини тисків у кожному ступені стають великими, а коефіцієнти подачі – низькими.

Одним зі способів підвищення економічності є перехід до триступінчастого стискування.

Цикли триступінчастих машин будують за тими самими принципами, що і двоступінчасті. Розрахунок циклу дещо ускладнюється необхідністю визначення не одного, а двох проміжних тисків – один між першим і другим ступенями стискування ($p_{1,2}$), а другий – між другим і третім ($p_{2,3}$).

Для визначення цих тисків зручно спочатку розглянути два верхніх ступені, представивши їх як самостійну двоступінчасту машину з тиском кипіння $p_{1,2}$ і проміжним тиском $p_{2,3}$. Для цієї машини тим самим методом, що і для двоступінчастої, варто побудувати характеристику двох верхніх ступенів $Q_0 = f(p_{1,2})$. Маючи таку характеристику, можна розглядати два верхніх ступені як один, а всю триступінчасту машину і як двоступінчасту з проміжним тиском $p_{1,2}$. Цей тиск можна знайти так само, як для двоступінчастої машини.

На рис. 7 показано триступінчастий цикл для аміаку з повним проміжним охолодженням у ступенях. Для такого охолодження в схему введено дві проміжні посудини.

Співвідношення кількості агента, що циркулює в ступенях, які були визначені з теплових балансів проміжних посудин, дорівнюють:

$$\mu_{1,2} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{i_2 - i_{11}}{i_3 - i_9} = \frac{q_{к1}}{q_{02}}; \quad \mu_{2,3} = \frac{M_3}{M_2} = \frac{i_4 - i_9}{i_5 - i_7} = \frac{q_{к2}}{q_{03}}.$$

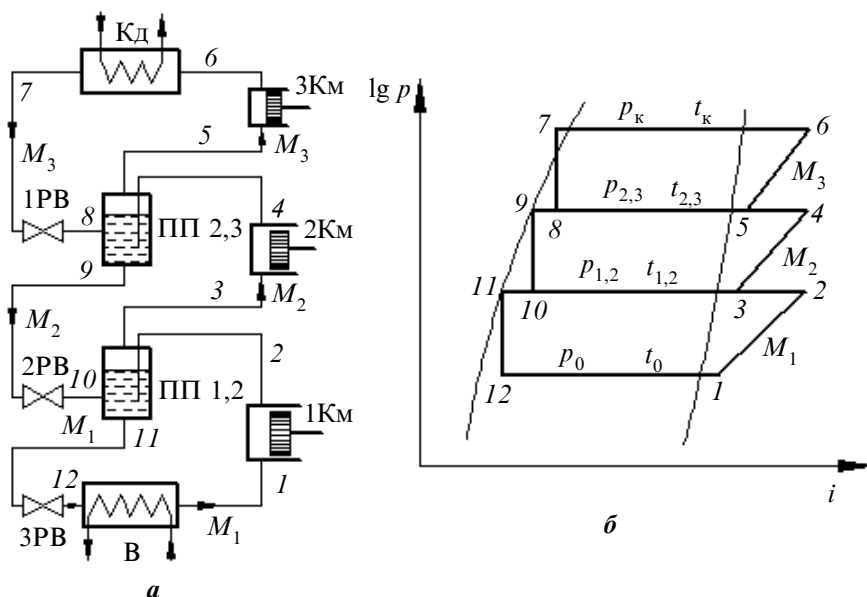


Рис. 7. Цикл триступінчастого стискування:

a – схема; *б* – цикл у діаграмі i - $\lg p$

Триступінчасті поршневі машини мають ряд недоліків: незважаючи на низькі відносини тисків у кожному ступені, дуже низькі робочі коефіцієнти в першому ступені і частково в другому через невисокі абсолютні значення тисків; перший ступінь нерідко працює з вакуумом не тільки на всмоктуванні, але і на нагнітанні; поршковий компресор, який працює з низькими тисками нагнітання, недовантажений за потужністю, що призводить до перевитрати металу і підвищеної питомої ціни компресора (на одиницю холодопродуктивності);

триступінчасті установки громіздкі й складні в експлуатації.

Для підвищення економічності триступінчастих машин доці-

Широке застосування в харчовій промисловості знайшли вуглекислотні триступінчасті машини для виробництва сухого льоду. Тиск всмоктування у цих машинах дорівнює атмосферному (при температурі сублімації сухого льоду -78°C), а тиск конденсації – 7 МПа при $t_{\kappa} = 30^{\circ}\text{C}$.

ЦИКЛИ КАСКАДНИХ МАШИН

Найпростіша каскадна машина (рис. 8) складається з двох одноступінчастих машин, що називаються верхньою і нижньою

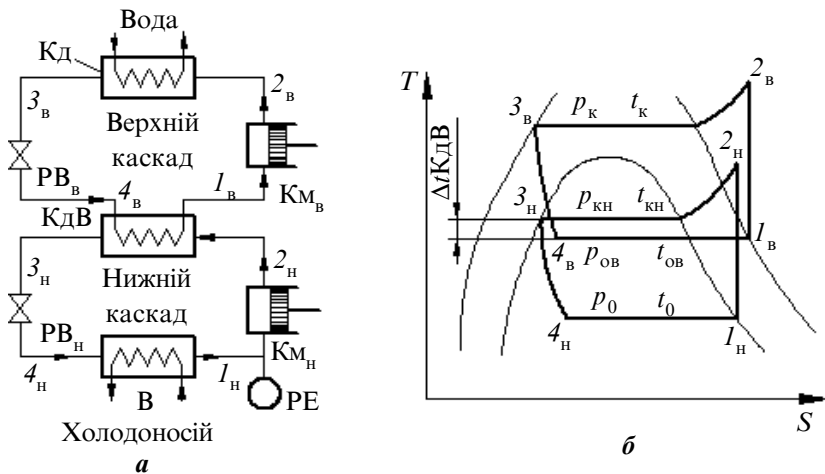


Рис. 8. Найпростіша каскадна машина:

a – принципова схема; b – цикли для двох холодильних агентів у діаграмах S – T , накладених одна на іншу

вітками каскаду (верхнім і нижнім каскадами). Нижня вітка каскаду віднімає тепло у споживача холоду і працює на агенті високого тиску, а верхня, що працює на агенті, застосовуваному для нормальних температур, охолоджує конденсатор нижньої вітки. Випарник верхнього каскаду і конденсатор нижнього зазвичай поєднують в один апарат – конденсатор-випарник $K\delta B$.

Особливість каскадних машин – можливість значного підвищення тиску в системі нижнього каскаду, коли машина не працює і температура всіх її частин вирівнюється з навколишньою (при $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ тиск насиченої пари фреону-13 складає $3,62\text{ МПа}$).

Для запобігання надмірному підвищенню тиску в системі нижнього каскаду застосовують наступні методи:

1. Підтримка в конденсаторі нижнього каскаду низького тиску за рахунок того, що не припиняється циклічна роботи верхнього каскаду. Цей метод вимагає підвищеної надійності верхнього каскаду і пов'язаний із перевитратою електроенергії, коли споживачу не потрібен холод.

2. Встановлення додаткової посудини підвищеної міцності, у яку під час стоянки машини перепускають весь рідкий агент високого тиску. Але це вимагає дуже надійної запірної арматури, яка відключає цю посудину, і пов'язана з ускладненням схеми, що повинна забезпечити повну евакуацію рідини зі всіх інших ділянок системи.

3. Підключення до системи посудини розширювальної ємності, розрахованої так, щоб при зупинці машини весь агент високого тиску перетворився на пару, тиск якої при цьому не перевищував би розрахунковий тиск іншої апаратури. Громіздкість розширювальної ємності окупається цілком гарантованим захистом від високого тиску. Розширювальні ємності великих розмірів часто розташовують поза приміщенням.

Якби в обох вітках каскаду циркулював той самий агент, а температурний перепад у конденсаторі-випарнику $\Delta t_{K\delta B} = t_{\text{кн}} - t_{\text{ов}}$ (див. рис. 8) був рівний нулю (це можливо тільки при нескінченно великій теплопередавальній поверхні конденсатора-випарника), то така каскадна машина була б термодинамічно еквівалентна двоступінчастій. При різних агентах і $\Delta t_{K\delta B} = 0$ холодильні коефіцієнти теоретичних циклів каскадної та багатоступінчастої машин близькі один до одного (якщо однакові $t_{\text{к}}$ і t_0). За наявності ж кінцевого перепаду температур у конденсаторі-випарнику, який зазвичай лежить у межах $5...10\text{ }^{\circ}\text{C}$, теоретичний холодильний коефіцієнт каскадної машини завжди менше, ніж у двоступінчастої. У дійсно-

му ж циклі каскадна машина найчастіше вигідніше за дво- і три-ступінчасту. Це обумовлено наступними перевагами роботи з агентами високого тиску:

через малі питомі об'єми всмоктуваної пари необхідний теоретичний об'єм компресора малий;

високі значення абсолютних тисків всмоктування;

відношення тисків для даних діапазонів температур у агентів високого тиску значно менше. Наприклад, відносини тисків (у МПа) при температурах -40 і -80 °С для фреону-22 складають

$$\frac{0,105}{0,0104} = 10,1, \text{ а для фреону-13 складають } \frac{0,605}{0,11} = 5,5.$$

Через великі абсолютні значення тиску і малі їх відносини об'ємні й енергетичні коефіцієнти компресора підвищуються. Це призводить до подальшого зменшення описаного об'єму компресора, зниженню енергетичних витрат і підвищенню економічності установки.

На рис. 9 представлено порівняльні результати розрахунків двоступінчастої машини на фреоні-22 (ФДС) і каскадної на фреоні-13 і фреоні-22 (ФКМ) при $t_0 = -70 \dots -35$ °С.

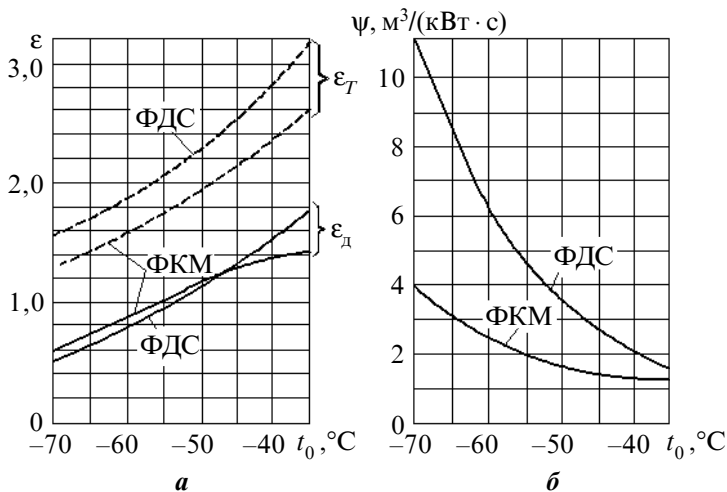


Рис. 9. Порівняння показників двоступінчастого циклу на фреоні-22 (ФДС) і каскадного – 1 ступень на фреоні-22 і 1 ступень на фреоні-13 (ФКМ):

a – холодильні коефіцієнти в теоретичному і дійсному циклі; *б* – об'єми, описані поршнями компресора на 1000 кДж холоду (у дійсному циклі)

При розрахунках прийнято: $t_k = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$; каскадний цикл – рис. 8; двоступінчастий – рис. 3; $\Delta t_{\text{КДВ}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$; у каскадному циклі при $t_0 = -70 \dots -55\text{ }^{\circ}\text{C}$ відношення тисків у ступенях приймалися однаковими, а при $t_0 = -55\text{ }^{\circ}\text{C}$ і вище $t_{\text{кн}} = -15\text{ }^{\circ}\text{C} = \text{const}$; інші передумови – як при порівнюванні одноступінчастого і двоступінчастого циклів.

Отже, значення ϵ_T у двоступінчастої машини вище, а ϵ_d у каскадної та двоступінчастої близькі (при $t_0 < -50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ϵ_d вище у каскадної машини); об'єм компресорів у каскадної машини значно менше. Оскільки об'єм компресорів впливає на економічність, каскадна машина стає більш вигідною при температурах $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ і нижче. При $t_0 > -40\text{ }^{\circ}\text{C}$ у неї помітно знижується холодильний коефіцієнт, а зменшення об'єму компресорів стає незначним. Це пояснюється малими відношеннями тисків у нижній вітці каскаду, тому що не можна допускати ріст $t_{\text{кн}}$ вище $-15 \dots -10\text{ }^{\circ}\text{C}$ через високий тиск фреону–13. Крім цього, при $t_0 > -40\text{ }^{\circ}\text{C}$ робота машини на фреоні–22 стає досить ефективною через відсутність вакууму на всмоктуванні.

Отже, температура $t_0 = -40\text{ }^{\circ}\text{C}$ є верхньою межею можливого застосування каскадних машин із фреоном–13. Таким чином, агенти високого тиску більш ефективні, а застосовувати їх доцільно тоді, коли тиски конденсації нижньої вітки не перевищують припустимої величини для даної конструкції компресора.

Із зазначених особливостей агентів високого тиску впливає наступне:

каскадна машина, що складається з двох одноступінчатих каскадів, вигідніша за низькотемпературну двоступінчасту, працюючу з вакуумом на всмоктуванні;

каскадна машина із двоступінчастою нижньою й одноступінчастою верхньою вітками вигідніша за машину з одноступінчастою нижньою і двоступінчастою верхньою гілками;

ще вигідніше трикаскадна машина, що працює на трьох агентах, із трьома одноступінчастими вітками.

В усіх цих випадках при використанні агентів високого тиску можна одержати більш низькі температури. Наприклад, для двоступінчастої машини на фреоні–22 граничною температурою вважається $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ (для $t_k = +25\text{ }^{\circ}\text{C}$). При цьому добуток відносин тиску у ступенях

$\frac{p_k}{p_{\text{пр}}} \frac{p_{\text{пр}}}{p_0} = 102$. Для каскадної машини на фреоні–13

і фреоні–22 при такому самому значенні добутку відносин $\frac{P_K}{P_{OV}} \frac{P_{KH}}{P_0}$

досягається температура $t_0 = -88\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\Delta t_{\text{КДВ}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Області можливого і доцільного застосування різних холодильних машин із фреонами 22, 13 і 14 наведено у табл. 2.

Таблиця 2

Тип машини	Область застосування			
	можливого		доцільного	
	$t_{0 \text{ min}}$	$t_{0 \text{ max}}$	$t_{0 \text{ min}}$	$t_{0 \text{ max}}$
Двоступінчаста на фреоні–22	–80	Не обмежена	–45	–25
Каскадні:				
1-й ступінь фреон–13 і 1-й ступінь фреон–22	–95	–40	–85	–40
2-й ступінь фреон–13 і 1-й ступінь фреон–22	–110	–80	–100	–80
1-й ступінь фреон–14, 1-й ступінь фреон–13, 1-й ступінь фреон–22	–140	–100	–135	–100

Реальні схеми каскадних машин мають деякі особливості. На рис. 10 показана схема циклу фреонової каскадної машини ФКМ25–90, призначеної для роботи при температурах $t_0 = -90\text{...} -70\text{ }^{\circ}\text{C}$. Верхня вітка представляє собою фреонову одноступінчасту машину з регенеративним теплообмінником ТО_B .

У нижній вітці фреон–13, що виходить із випарника, перегрівається не в одному, а в двох теплообмінниках: у газорідному ТО_{H1} і паровому ТО_{H2} .

Теплообмінник ТО_{H1} працює так само, як у верхньому каскаді, але через низьку температуру конденсації t_{KH} пара у ньому перегрівається лише до $-50\text{...}-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Подальший перегрів (до $-15\text{...}0\text{ }^{\circ}\text{C}$) забезпечується в теплообміннику ТО_{H2} , застосовуваному лише у каскадних машинах.

Зменшення масової продуктивності компресора, пов'язане зі збільшенням питомого об'єму пари через перегрів у ТО_{H2} , частково компенсується збільшенням холодопродуктивності 1 кг агента завдяки зниженню навантаження на конденсатор-випарник КДВ, що знижує t_{OV} і t_{KH} . Однак таке зниження навантаження досягається тільки у тому випадку, якщо пару високого тиску після ком-

пресора нижньої вітки $КМ_H$ охолодити водою (чи повітрям) у проміжному холодильнику ПХ.

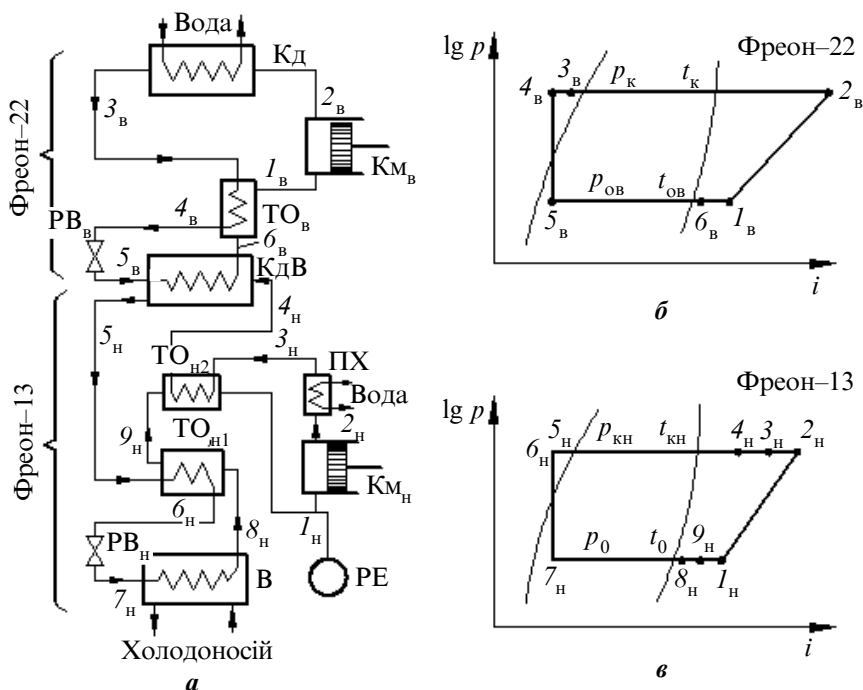


Рис. 10. Каскадна машина на фреоні-13 і фреоні-22:

а – схема; *б* і *в* – цикли на фреоні-13 і фреоні-22 у діаграмах i - $\lg p$

До недоліків каскадних машин (у порівнянні з двоступінчастими) відносяться:

більш складна схема циклу, що включає в себе додаткові теплообмінні апарати і розширювальну ємність;

у каскадних машинах компресор верхньої вітки не з'єднаний з випарником. Тому каскадна машина не може охолоджувати випарник тільки верхнім ступенем. Якщо потрібен холод при різних температурах, то установку необхідно доповнювати додатковим випарником, з'єднаним із компресором верхнього каскаду, або передбачати самостійну одноступінчасту машину. За відсутністю таких пристроїв робота установки при підвищених температурах

буде неекономічною (наприклад, при температурі в камері $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ доведеться підтримувати $t_0 = -70\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Зазначені недоліки збільшуються при збільшенні числа каскадів.

ЦИКЛИ КОМПРЕСІЙНО-ІЖЕКЦІЙНИХ МАШИН

Нижня границя діапазону температур кипіння в компресійних машинах визначається тиском приблизно $0,01\text{ МПа}$, для фреону–22, наприклад, $t_0 = -80\text{ }^{\circ}\text{C}$. На можливість одержання більш глибокого вакууму (до $0,002\text{ МПа}$) за допомогою ежектора в якості бустер-компресора вказав у 1956 р. І.С. Бадилькес. Для фреону–22 цьому тиску відповідає $t_0 = -100\text{ }^{\circ}\text{C}$.

На відміну від поршневого компресора робочі коефіцієнти ежектора зі зниженням тиску не погіршуються. У цьому складається головна перевага ежектора як приладу для стискування пари (в області глибокого вакууму) у порівнянні з поршневим бустер-компресором.

Інша перевага ежектора – його простота. У ньому немає рухливих частин і, власне кажучи, він являє собою частину трубопроводу.

Розглянемо найпростішу схему аміачної машини з одноступінчастим компресором і ежектором (рис. 11,б,в). Для роботи ежектора пара високого тиску в кількості M_p відбирається з верхньої частини конденсатора. У соплі тиск робочої пари знижується (процес 4–5). Пара з випарника в кількості M_x (точка 1) змішується з робочою парою (точка 5). Суміш (точка 1') стискується в дифузорі до тиску (точка 2'). Процес стискування суміші 1'–2' можна умовно розглядати як два окремих процеси: стискування холодної пари 1–2 і робочої пари 5–5'.

Для спрощення розрахунків процеси 4–5, 5–5', 1–2 і 1'–2' вважають адіабатичними, а точку змішування 1' наносять на ізобарі p_0 , хоча у дійсності змішування закінчується в дифузорі при підвищеному тиску.

Після ежектора компресор стискає пару в кількості $M = M_p + M_x\text{ кг/с}$ (процес 2'–3). Частина M_p використовується для роботи ежектора, інша кількість M_x конденсується та через регулювальний вентиль надходить у випарник.

Для розрахунку циклу необхідно знати співвідношення кількостей робочої і холодної пари. Це співвідношення характеризується коефіцієнтом питомої витрати робочої пари $a = M_p / M_x$, чи зворотною величиною, яку називають коефіцієнтом ежекції u .

Теоретичні формули для визначення коефіцієнтів a чи u складні та включають різні експериментальні коефіцієнти, справедливі лише для визначених конкретних умов.

Для розрахунків ежекторних холодильних машин, які працюють на водяній парі, широко застосовують графік Мессінга, що представляє собою залежність дійсних коефіцієнтів питомої витрати робочої пари a від відношення адіабатичних теплоперепадів холодної і робочої пар $\Delta i_2 / \Delta i_1$ (див. рис. 11, **в** і криву 1 на рис. 11, **з**). Для правильно сконструйованих ежекторів на водяній парі коефіцієнти a лежать не вище зазначеної кривої.

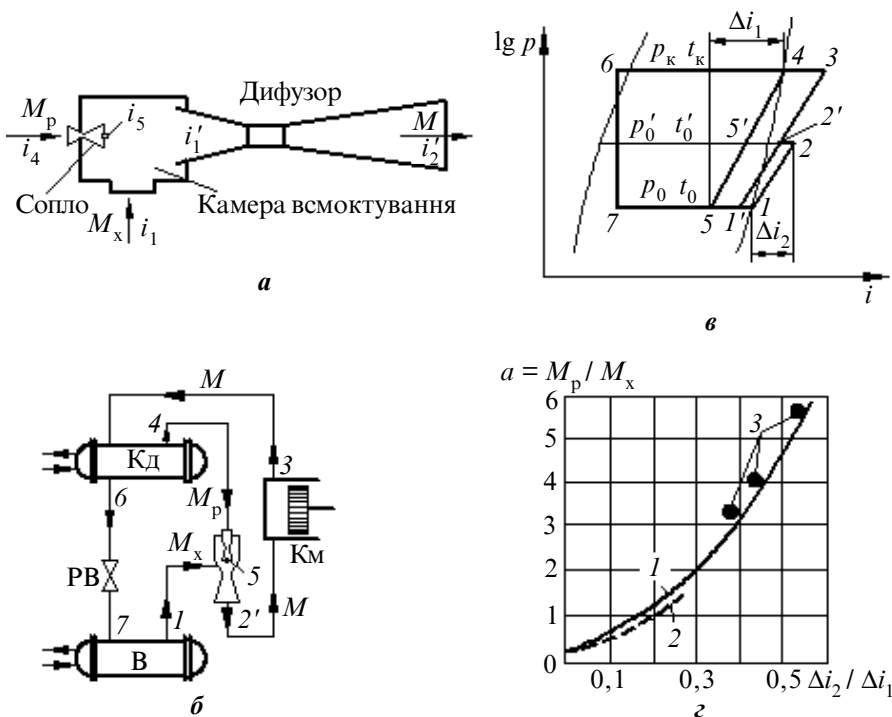


Рис. 11. Застосування ежектора як бустер-компресора:

- а** – ежектор; **б** – схема найпростішого циклу; **в** – цикл у діаграмі i – $\lg p$;
г – крива Мессінга для визначення коефіцієнта питомої витрати
робочої пари: 1 – водяна пара; 2 – аміак; 3 – фреон-12

На графіку рис. 11,2 наведено також значення коефіцієнта a , отримані під час випробувань аміачних ежекторів і величини a для фреону-12. Аміачні ежектори працювали при $t_0 = -27...-51\text{ }^\circ\text{C}$, а фреонові при $t_0 = -8\text{ }^\circ\text{C}$ і вище.

Як видно з графіка, значення a для аміаку і фреону-12 майже збігаються зі значеннями для водяної пари. Це дає підставу думати, що і для інших агентів при правильно сконструйованих ежекторах коефіцієнти a будуть близькі до значень, отриманих за кривою Мессінга.

Додавання ежектора енергетично не вигідно. Однак, з огляду на істотне збільшення холодопродуктивності, що дуже важливо для низькотемпературних машин, включення в схему ежектора може виявитися економічно доцільним (вигідніше збільшити у три рази холодопродуктивність однієї машини з деякою перевитратою електроенергії, ніж встановити три такі машини) – рис. 12.

З огляду на те, що електродвигуни низькотемпературних машин зазвичай бувають недовантажені (тому що їх вибирають за

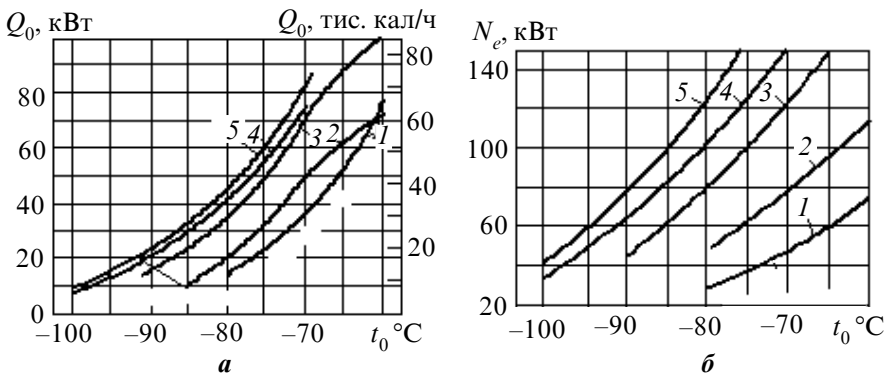
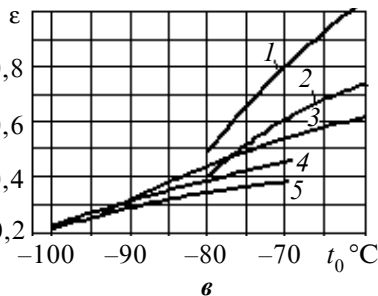


Рис. 12. Зміна характеристик двоступінчастої машини ФДС20М (фреон-22) і при підключенні до машини ежектора:

a – холодопродуктивність; b – потужність споживання (ефективна); v – холодильний коефіцієнт; 1 – без ежектора; 2–5 – з ежектором при різних ступенях стиснення в ньому

$$(2 - \frac{p'_k}{p_0} = 2; \quad 3 - \frac{p'_k}{p_0} = 4; \quad 4 - \frac{p'_k}{p_0} = 6; \quad 5 - \frac{p'_k}{p_0} = 8)$$



пусковими режимами), включення в схему ежектора, як правило, не призведе до необхідності збільшення встановленої потужності електродвигунів компресорів.

При температурах кипіння $-80\ldots-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ машини з ежектором завдяки простоті, очевидно, зможуть в окремих випадках конкурувати з каскадними, незважаючи на велику енергетичну вигідність останніх.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. *Вайнштейн В.Д., Канторович В.И.* Низкотемпературные холодильные установки. – М.: Пищевая промышленность, 1972. – С. 17–58.
 2. *Загоруйко В.О., Голюков О.А.* Суднова холодильна техніка. – К.: Наукова думка, 2002. – С. 86–95.
-

Навчальне видання

ЛЕХМУС Олександр Опанасович

**СХЕМИ ТА ЦИКЛИ
НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ
ПАРОКОМПРЕСОРНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН
Методичні вказівки**

(українською мовою)

Редактор М.П. Фоміна
Комп'ютерна правка та верстка Н.В. Ялова
Коректор М.О. Паненко

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру
видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції
ДК № 2506 від 25.05.2006 р.

Підписано до друку 29.03.07. Папір офсетний. Формат 60×84/16.
Друк офсетний. Гарнітура "Таймс". Ум. друк. арк. 1,8. Обл.-вид. арк. 1,9.
Тираж 100 прим. Вид. № 24. Зам. № 25. Ціна договірна

Видавець і виготівник Національний університет кораблебудування,
54002, м. Миколаїв, вул. Скороходова, 5



ВИДАВНИЦТВО НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ



Шановні панове!

Запрошуємо Вас ознайомитись з можливостями книжкового видавництва, висококваліфіковані спеціалісти якого забезпечать оперативне та якісне виконання замовлення будь-якого рівня складності.

Наш головний принцип – задовольнити потреби замовника в повному комплексі поліграфічних послуг, починаючи з розробки та підготовки оригіналу-макета, що виконується на базі IBM PC, і закінчуючи друком на офсетних машинах.

Крім цього, ми маємо повний комплекс післядрукарського обладнання, що дає можливість виконувати:

- ✓ аркушепідбір;
- ✓ брошурування на скобу, клей;
- ✓ порізку на гільйотинах;
- ✓ ламінування.

Видавництво також оснащено сучасним цифровим дублюкатором фірми "Duplo" формату А3, що дає можливість тиражувати зі швидкістю до 130 копій за хвилину.

Для постійних клієнтів – гнучка система знижок.

Отже, якщо вам потрібно надрукувати **підручники, книги, брошури, журнали, каталоги, рекламні листівки, прайс-листи, бланки, візитні картки**, – ми до Ваших послуг.

© Національний університет кораблебудування
✉ Україна, 54002, м. Миколаїв, вул. Скороходова, 5,
видавництво НУК

☎ 8(0512) 47-83-86; 39-81-42, 39-73-39, fax 8(0512) 42-46-52;
E-mail: publishing@usmtu.edu.ua