

Лекція №4

Тема. КОМПРЕСОРИ ДЛЯ ХОЛОДИЛЬНОГО УСТАТКУВАННЯ

- 2.1. Призначення і класифікація компресорів
- 2.2. Дійсний робочий процес в компресорі
- 2.3. Теоретична і дійсна холодопродуктивність

Література

1. Голянд М.М. Холодильное технологическое оборудование / М.М. Голянд, Б.Н. Малеванный. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 336 с.
2. Масліков М.М. Холодильна технологія харчових продуктів: Навч. посіб. / М.М. Масліков – К.: НУХТ, 2007. – 335 с.
3. Холодильні установки: Підручник / 6-е вид., перероблене і доповнене / І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю. Лар'яновський та ін.; За ред. І.Г. Чумака. – Одеса: Рефпринтінфо, 2006. – 550 с.
4. Колач С.Т. Холодильное оборудование для предприятий торговли и общественного питания / С.Т. Колач. Уч. пособие для студ. учреждений сред. проф. образования. – М.: Академия, 2003. – 240 с.
5. Кочетков Н.Д. Холодильная техника / Н.Д. Кочетков. – М.: Машиностроение, 1966. – 408 с.

2.1. Призначення і класифікація компресорів

Компресор є основним елементом найбільш поширених в сучасній холодильній техніці компресійних машин.

Він виконує наступні функції:

- відсмоктує пари холодагента з випарника при цьому знижує в ньому тиск і підтримує тим самим низьку температуру кипіння;
- стискає пари, підвищуючи їх тиск до такого рівня, щоб температура насичення була вищою за температуру середовища, що використовується для охолодження конденсатора;
- нагнітає пари в конденсатор.

При цьому він працює як тепловий насос. Ця роль в термодинамічному процесі відрізняє холодильний компресор від компресора іншого призначення.

Компресори, які використовуються в холодильній техніці, класифікують по:

- конструкції,
- принципу дії,
- розташуванню приводу і іншим ознакам.

Зокрема, за принципом дії холодильні компресори підрозділяють на:

- поршневі,
- ротаційні,
- гвинтові,
- відцентрові (турбокомпресори),
- спіральні.

У всіх типах компресорів (окрім відцентрових) пара стискається в результаті зменшення його об'єму: при русі поршня, обертанні ротора, зачіпленні двох гвинтів тощо. Подібні компресори називають компресорами об'ємної дії.

По розташуванню приводу компресори розділяють на:

- відкриті (із зовнішнім приводом і сальниковим ущільненням кінця валу, виступаючого з корпусу);
- безсальникові (напівгерметичні) з вбудованим електродвигуном, але відокремленими кришками;
- герметичні (з вбудованим електродвигуном в завареному кожусі без роз'ємів).

Компресори об'ємної дії є найпоширенішими в сучасних холодильних машинах. Їх, у свою чергу, розрізняють по:

- температурному режиму,
- холодопродуктивності,
- виду холодагенту,
- числу ступенів стиснення,
- типу мастила деталей, які труться, тощо.

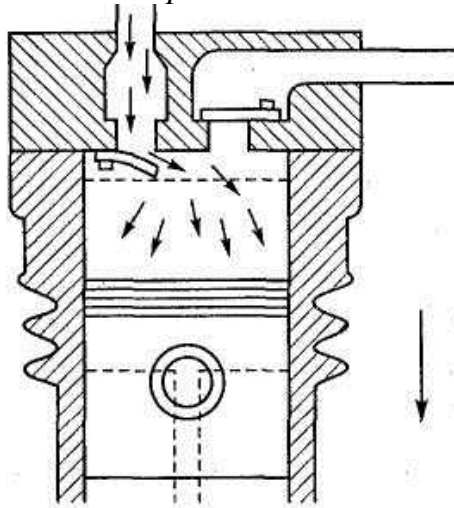
2.2. Дійсний робочий процес в компресорі

Не дивлячись на те що всі типи компресорів працюють за різним принципом, термодинамічні процеси, що протікають в них, можна прийняти ідентичними. Тому робочий процес будь-якого об'ємного

компресора можна досліджувати на прикладі поршневого компресора, дійсний робочий процес якого найбільш вивчений.

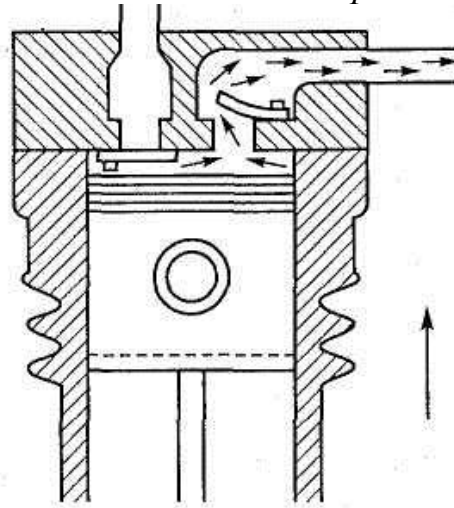
Пари холодагента в найпростішому одноступінчатому поршковому компресорі стискаються під дією поршня, який здійснює зворотно-поступальний рух в циліндрі (рис. 1).

Пароподібний холодагент із випарника



a

Стиснений пароподібний холодагент до конденсатора



б

Рис. 1 Хід всмоктування (а) і хід стиснення (б) в поршковому компресорі

Поршень приводиться в рух від колінчастого валу і здійснює поперемінно ходи всмоктування і стиснення в циліндрі, який обладнаний всмоктуючими і нагнітальними клапанами. Вони відкриваються і закриваються внаслідок перепаду тиску між робочою порожниною компресора і простором за клапаном.

Для відкриття всмоктуючого клапана тиск в циліндрі повинен бути менше тиску у випарнику, звідки в циліндр поступають нові порції пари холодагента.

Нагнітальний клапан сполучає порожнину циліндра із стороною нагнітання лише тоді, коли тиск в циліндрі перевищить тиск в конденсаторі.

Для відведення теплоти від циліндрів, які сильно розігріваються при стисненні пари, поршневі компресори забезпечують ребрами при охолоджуванні повітрям або сорочками (порожнини навкруги блоку циліндрів) при охолоджуванні водою. Через сорочки пропускають воду, а ребра за рахунок збільшення поверхні теплообміну більш інтенсивно віддають теплоту навколишньому повітрю.

При нагріванні деталей компресора унаслідок тертя і підвищення температури робочого тіла в результаті процесу стиснення поршень і несуча його деталь — шатун або шток подовжуються, тому між кришкою циліндра і поршнем, коли останній знаходиться в крайньому положенні, залишається зазор — «мертвий», або «шкідливий», простір. Чим він більший, тим менше нової пари холодагента всмоктується в циліндр компресора.

Робочі процеси компресора зручно розглядати в так званій індикаторній діаграмі, яка показує залежність тиску робочого тіла, що стискається, від зміни його об'єму в циліндрі, або, що те ж саме, від ходу поршня.

Для оцінки роботи компресора порівнюють дійсний робочий процес з теоретичним (рис .2).

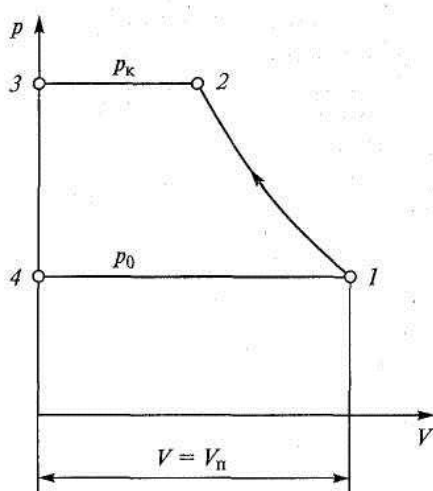


Рис. 2 Теоретичний робочий процес в поршневому компресорі

Лінія 4— 1 характеризує всмоктування пари, що протікає при тиску кипіння p_0 , лінія 1—2 — адіабатичне стиснення (система не отримує і не

віддає теплової енергії), лінія 2—3 — виштовхування пари при тиску конденсації p_k . Об'єм пари V , яка засмоктується компресором, відповідає об'єму V_{Π} , який описує поршень ($V = V_{\Pi}$).

Індикаторна діаграма дійсного процесу (рис. 3) значно відрізняється від теоретичної (див. рис.2).

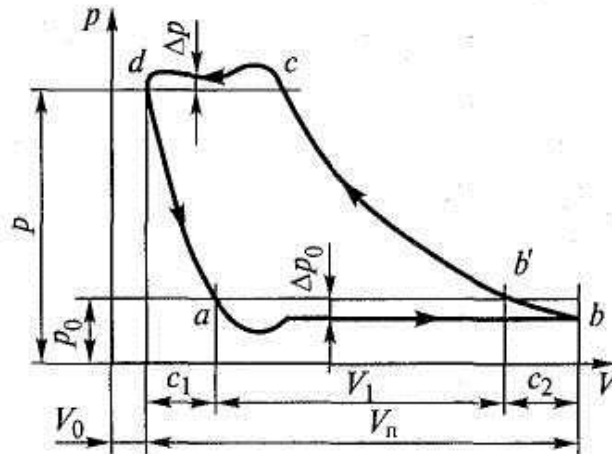


Рис. 3 Індикаторна діаграма дійсного процесу

В теоретичній діаграмі процес всмоктування 4—1 відбувається при змінному тиску, більш низькому, ніж тиск кипіння p_0 . Стискається холодагент по політропе ($c = \text{const}$) 1—2 до тиску, що перевищує тиск конденсації p_k . Лінія 2—3 зображує процес нагнітання. Точка 3 відповідає моменту закінчення процесу нагнітання і початку процесу розширення пари, що залишилася в «мертвому просторі», тобто моменту, коли поршень займає крайнє (в даному випадку ліве) положення. Відрізок V_0 пропорційний об'єму «мертвого простору», а відрізок V_{Π} — робочому об'єму циліндра.

Відмінність дійсного процесу від теоретичного пояснюється дією ряду конструктивних і функціональних чинників, основними їх яких є наступні:

Наявність «мертвого простору». «Мертвий простір» не дозволяє повністю використовувати об'єм циліндра компресора. Стислі пари холодагента, що залишилися в «мертвому просторі», при зворотному ході поршня розширюються. На це затрачується частина ходу поршня, що також веде до того, що недовикористанню циліндра компресора. Величина

об'ємних втрат, обумовлених наявністю «мертвого простору», залежить від його об'єму і відповідно від відношення тиску p_k/p_o і враховується **об'ємним коефіцієнтом λ_c** . Коефіцієнт λ_c буде тим менше ніж більше відношення тисків, між яким працює компресор, тобто

$$\lambda = \frac{V_1}{V_i} = \frac{V_i - C_1}{V_i},$$

де V_1 – об'єм усмоктування, який вимірюється по лінії постійного тиску p_o ;

V_{II} – об'єм, який описується поршнем;

C_1 – втрати від недовикористання циліндра компресора.

Гідравлічні втрати. Ці втрати пояснюються наявністю опорів у всмоктуючому і нагнітальному трубопроводах, каналах циліндра і клапанах, а також необхідністю повідомити холодагенту відповідне прискорення при протіканні його з випарника в компресор і з компресора в конденсатор. Падіння тиску, або депресія, при всмоктуванні Δp_o *призводить* до зменшення продуктивності компресора, оскільки в цьому випадку в циліндр компресора засмоктується холодагент з більш високим значенням питомого об'єму; отже, зменшується масова витрата холодагента, який проходить через компресор, а значить і продуктивність холодильної машини. Депресія на нагнітанні Δp_k також негативно впливає на холодопродуктивність і потужність на валу компресора, хоча і у меншій мірі, ніж втрати тиску на всмоктуванні.

Отже, втрати тиску при всмоктуванні і нагнітанні компресора є небажаними явищами, оскільки зростають ступінь стиснення, температура в кінці стиснення, споживана потужність, але зменшуються холодопродуктивність і коефіцієнт корисної дії (ККД).

Об'ємні втрати з боку всмоктування компресора враховують за допомогою **коефіцієнта дроселювання $\lambda_{др}$** , який виражається відношенням частини ходу поршня $V_1 - C_2$ до тієї його частини, при якій відбувається всмоктування парів холодагенту:

$$\lambda_{\text{AB}} = \frac{V_1 - C_2}{V_1},$$

де C_2 – втрати, пов'язані з депресією при всмоктуванні.

Практично коефіцієнт дроселювання близький до одиниці.

Підігрів пари на всмоктуванні. При всмоктуванні холодагент підігрівається в результаті контакту з гарячими стінками циліндра. Холодагент розширюється, його питомий об'єм збільшується і, отже, зменшується масова продуктивність компресора.

Втрати, викликані теплообміном в циліндрі, характеризуються *коефіцієнтом підігріву λ_w* .

При роботі вологим ходом ці втрати різко зростають і зменшуються при засмоктуванні в компресор перегрітої пари.

Втрати можна зменшити, охолоджуючи стінки циліндра водою або повітрям. При збільшенні частоти обертання валу компресора втрати на теплообмін також зменшуються, оскільки при цьому скорочується тривалість теплового контакту холодагента із стінками циліндра.

Втрати через нещільності. В циліндрі компресора, клапанах, ущільненнях завжди маються нещільності, через які може перетікати холодагент з однієї порожнини в іншу. При цьому стиснений агент змішується з більш холодним агентом і підвищує його температуру. В результаті цього змішування температура робочого тіла в кінці стиснення підвищується.

Втрати, викликані витоками пари через нещільності, характеризуються *коефіцієнтом густини $\lambda_{пл}$* , величина якого залежить від конструкції і ступеня зносу компресора.

Втрати на тертя. Частина енергії приводу компресора витрачається на подолання тертя в частинах, що рухаються. Ці втрати враховуються механічним ККД.

Облік величини і причин об'ємних втрат дуже важливий для досягнення найбільш економічної роботи компресорів, а також для їх

розрахунку. В розрахунках зручніше враховувати сумарні, а не окремі втрати. Ці сумарні втрати враховуються одним загальним коефіцієнтом, званим *коефіцієнтом подачі λ* :

$$\lambda = \lambda_c \lambda_{dp} \lambda_w \lambda_{пл}.$$

Коефіцієнт подачі **виражає ступінь використання** робочого **об'єму** циліндра компресора. Він представляє собою **відношення об'єму** пари, дійсно всмоктуваної компресором V , до **об'єму**, описуваного поршнем V_{Π} , тобто до теоретичної об'ємної витрати пари в компресорі:

$$\lambda = \frac{V}{V_{\Pi}}.$$

2.3. Теоретична і дійсна холодопродуктивність

Холодопродуктивністю машини або компресора називають кількість теплоти, що відводиться від охолоджуваного середовища в одиницю часу.

Теоретична холодопродуктивність машини Q_T (Дж/с) характеризується масовою витратою холодагента у випарнику M (кг/с) і його питомого холодопродуктивністю q_0 (Дж/кг):

$$Q_T = Mq_0 = M(h_1' - h_4)$$

де h_1' і h_4 — ентальпії (тепловміст, тобто властивість речовини, яка вказує кількість енергії, яку можна перетворити на теплоту) холодагента на виході з випарника і на вході в нього, Дж/кг.

Теоретичну холодопродуктивність можна виразити також через добуток об'єму, описуваного поршнем V_{Π} , і питомої об'ємної холодопродуктивності хладагента q_v :

$$Q_T = V_{\Pi} q_v.$$

Дійсна холодопродуктивність компресора Q_d менше теоретичної на величину втрат, що враховуються коефіцієнтом подачі λ :

$$Q_d = V_{\Pi} \lambda q_v.$$

Для одного і того ж компресора λ і q_v являються змінними величинами, залежними від температурного режиму роботи машини, особливо від температури кипіння холодагента. Так, для фреонових компресорів зниження температури кипіння хладагента на кожний градус призводить до зменшення холодопродуктивності на 4%. Негативно впливає на холодопродуктивність підвищення температур переохолодження і конденсації. Зміна ж температури всмоктування впливає незначно на холодопродуктивність машини.