

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ»



М.В. Холоменюк

КОМПРЕСОРНІ УСТАНОВКИ

Навчальний посібник

Дніпропетровськ
НГУ
2013

УДК 621.5.041(075.

ББК 31.7я73

X 73

Рекомендовано редакційною радою ДВНЗ „Національний гірничий університет“ як навчальний посібник з дисципліни „Енергетичні установки“ для студентів напряму підготовки „Електротехніка та електротехнології“ (протокол № 3 від 26.03.2013 р.).

Рецензент:

Ю.І. Оксень, канд. техн. наук, доц. (Державний вищий навчальний заклад „Національний гірничий університет“, кафедра гірничої механіки).

Холоменюк, М.В.

X 73 Компресорні установки [Текст]: навч. посібник / М.В. Холоменюк – Д.: Національний гірничий університет, 2013. – 51 с.

Зміст видання відповідає освітньо-професійній програмі підготовки кадрів з вищою освітою напряму „Електротехніка та електротехнології“, зокрема – програмі дисципліни „Енергетичні установки“.

Розглянуто основні положення теорії компресорних машин, будову, експлуатаційні особливості та методи регулювання режиму роботи поршневих, ротаційних, гвинтових, водокільцевих і відцентрових компресорів.

Посібник адресовано студентам спеціальності „Енергетичний менеджмент“, які вивчають дисципліну „Енергетичні установки“. Він може бути корисним також студентам напрямів „Гірництво“, „Інженерна механіка“ та „Електромеханіка“ при вивченні стаціонарних установок гірничих підприємств.

УДК 621.5.041(075.

ББК 31.7я73

X 73

ЗМІСТ

Вступ	4
1. Загальні положення	5
2. Будова та принцип дії поршневого компресора.....	6
3. Теоретичний процес поршневого компресора	8
4. Фактичний робочий процес поршневого компресора.....	14
5. Межі стискання газу в ступені поршневого компресора. Багатоступеневі компресори	21
6. Розподіл загального ступеня підвищення тиску компресора між ступеннями	24
7. Регулювання подачі поршневого компресора.....	28
8. Класифікація та експлуатаційні особливості поршневих компресорів..	32
9. Ротаційні компресори	34
10. Гвинтові компресори	38
11. Водокільцеві компресори та вакуум-насоси	41
12. Відцентрові компресори та газодувки	43
Контрольні запитання	49
Список літератури	51

ВСТУП

Одним із головних професійних завдань спеціалістів з енергоменеджменту є вміння знаходити резерви для зменшення енерговитратності виробництва та розробляти заходи, спрямовані на їх практичну реалізацію. Зрозуміло, що, відшукуючи такі резерви, необхідно, у першу чергу, аналізувати роботу потужних споживачів енергії. На багатьох промислових підприємствах найбільш енергомісткими серед енергетичних установок є нагнітальні, до яких відносяться насосні, вентиляторні та компресорні установки. Це обумовлено як високою потужністю їх приводів, так і тривалим режимом роботи. Тому оптимізація роботи нагнітальних установок досить часто може привести до суттєвого зменшення енерговитратності виробництва в цілому, і ця обставина вимагає від спеціалістів з енергоменеджменту чіткого уявлення про будову та експлуатаційні властивості різноманітних нагнітачів, знання методів регулювання режиму їхньої роботи та шляхів збільшення економічності.

Цей навчальний посібник призначений для студентів, що навчаються за спеціальністю „Енергетичний менеджмент“. У ньому викладені основні положення теорії компресорних машин у обсязі, необхідному для розуміння конструктивних рішень, що закладені в будові найбільш поширених у різних галузях виробництва компресорів – поршневих, ротаційних, гвинтових, водокільцевих, відцентрових. У посібнику висвітлені експлуатаційні особливості цих машин і розглянуті методи регулювання їхньої роботи. Навчальний матеріал, наведений у виданні, стане в пригоді під час вивчення одного із розділів дисципліни „Енергетичні установки“. Книга являє собою доповнення до раніше виданого навчального посібника „Насосні та вентиляторні установки“.

Посібник може бути корисним також для студентів напрямів підготовки „Гірництво“, „Інженерна механіка“ та „Електромеханіка“ при вивченні стаціонарних установок гірничих підприємств.

1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Компресори – це машини, що призначені для виробництва стиснутого газу та переміщення його до споживачів по трубопровідним системам. Також їх використовують для відсмоктування газу із ємностей з метою створення там вакууму: в цьому випадку вони стискають газ до атмосферного або трохи більшого тиску і називаються вакуум-насосами.

За принципом дії компресори, як і насоси, поділяють на об'ємні, турбінні та струминні. Але на відміну від насосів у компресорах одночасно з підвищенням тиску зменшується об'єм та зростає у загальному випадку температура газу. Це обумовлює суттєву відмінність внутрішніх процесів у компресорах, а також їх будови в порівнянні з насосами.

Незалежно від типу та принципу дії компресори характеризують такими основними параметрами:

- абсолютним тиском усмоктування;
- абсолютним тиском нагнітання;
- ступенем підвищення тиску (с.п.т.), що являє собою відношення кінцевого тиску газу до початкового;
- подачею;
- потужністю на валу;
- коефіцієнтом корисної дії.

Як і інші нагнітачі, компресори зазвичай характеризують об'ємною подачею. Але ці машини, на відміну від насосів і вентиляторів, не можуть характеризуватися об'ємною витратою газу, виміряною на нагнітанні. Це пояснюється зміною кінцевого об'єму газу при різних тисках нагнітання. Тому під об'ємною подачею компресора розуміють об'єм газу, що подається в зовнішню мережу за одиницю часу, який зведено до умов на вході в компресор.

Зведення об'єму нагнітального газу до умов на вході в компресор виконується за рівнянням:

$$Q_1 = Q_2 \frac{p_2 T_1}{p_1 T_2},$$

де Q_2 , p_2 і T_2 – виміряні витрата газу, абсолютні тиск і температура на нагнітанні компресора; p_1 і T_1 – абсолютні тиск і температура всмоктуваного газу.

Характерною особливістю компресорів є також те, що їхня енергетична досконалість не може бути оцінена коефіцієнтом корисної дії в звичайному розумінні цього терміна – як відношення корисної роботи до витраченої. Це пояснюється тим, що потужність, яка підводиться до вала компресора, витрачається не лише на збільшення питомої механічної енергії газу. Частина її перетворюється в тепло, яке відводиться від стискуваного газу. Причому, чим більша частка споживаної потужності відводиться у вигляді тепла, тим меншою є загальна потужність, що витрачається на привід компресора. Через це неможливо віді-

лити в загальній потужності на валу компресора її корисну частину. Таке положення є наслідком енергетичної нерівноцінності тепла і механічної енергії, що встановлюється другим законом термодинаміки.

Енергетичну досконалість компресорів оцінюють зазвичай індикаторними коефіцієнтами, які показують ступінь наближення реального процесу стискання газу в компресорі до можливого теоретичного.

Велику групу компресорних машин складають відцентрові та осьові турбокомпресори. Для них, як різновиду лопатевих машин, характерною є риса, що притаманна всім нагнітачам цього класу – висока подача при порівняно невеликому ступені підвищення тиску. Такі компресори застосовують у потужних енергетичних системах, де існує стабільна потреба у великій кількості стиснутого газу.

Виробництво незначної кількості стиснутого газу здійснюється в основному об'ємними компресорами. Такі машини використовують також при нерівномірній витраті стиснутого газу. Серед об'ємних компресорів дуже поширені поршневі, будова і принцип дії яких є найбільш наглядними і зрозумілими.

Найбільше поширення у виробництві мають повітряні компресори.

2. БУДОВА ТА ПРИНЦИП ДІЇ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА

Поршневий компресор (рис. 1) складається із циліндра 1, у якому зворотно-поступально переміщується поршень 2, що отримує рух від вала привідного двигуна через кривошипно-шатунну передачу. Ця передача складається із штовка 3, повзуна 4, шатуна 5, кривошипа 6. У кришці циліндра розміщуються всмоктувальний 7 та нагнітальний 9 клапани, через які внутрішній простір циліндра сполучається відповідно із всмоктувальним 8 та нагнітальним 10 патрубками.

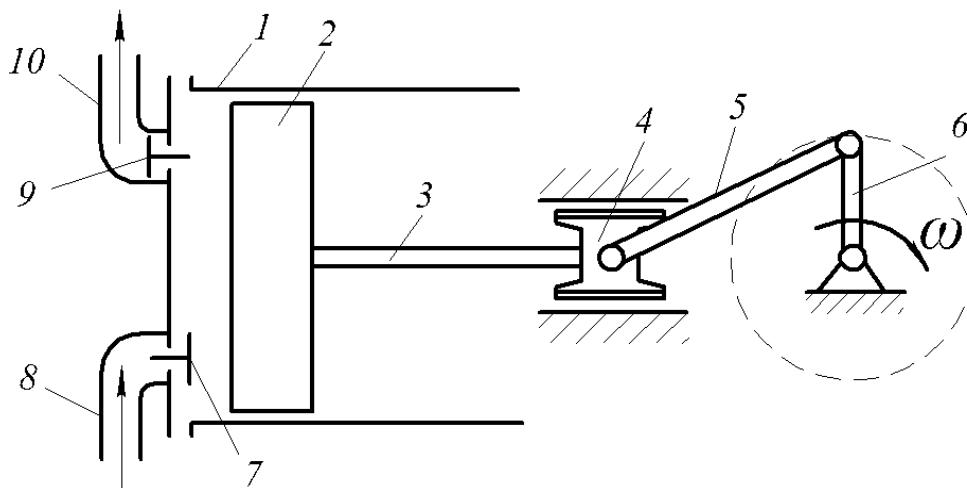


Рис. 1. Схема будови поршневого компресора

У компресорі використовують самодіючі клапани, які переключаються під дією перепаду тиску, що виникає на їхньому запірному елементі при роботі

машини. Такі клапани обумовлюють автоматичний газорозподіл у поршневому компресорі та високу економічність цієї машини.

При переміщенні поршня з лівого крайнього положення управо внаслідок збільшення об'єму робочої камери, обмеженої кришкою циліндра та днищем поршня, тиск у ній падає до величини меншої ніж тиск у всмоктувальному патрубку 8, що призводить до відкривання всмоктувального клапана 7 і надходження у вивільнюваний простір циліндра газу з усмоктувального трубопроводу. Усмоктування газу відбувається доти, поки поршень не дійде до крайнього правого положення і на мить не зупиниться. Відразу після початку зворотного ходу поршня тиск у робочій камері вирівнюється з тиском у всмоктувальному патрубку і клапан 7 закривається. При подальшому русі поршня справа наліво зменшується об'єм робочої камери і відбувається стискання газу, що знаходиться там. Коли тиск стиснутого газу стане трохи більшим, ніж тиск у нагнітальному патрубку 10, нагнітальний клапан 9 відкриється, і стиснутий газ буде виштовхуватися із циліндра в нагнітальний трубопровід. Характерною для поршневого компресора є відсутність фіксованого положення поршня для моменту відкривання нагнітального клапана – місцезнаходження поршня в цей момент може бути різним і визначається воно лише співвідношенням тисків у циліндрі та нагнітальному патрубку компресора. Виштовхування газу із циліндра закінчується в момент миттєвої зупинки поршня в крайньому лівому положенні. У наступному циклі описані процеси повторюються.

Для спрощення аналізу робочого процесу поршневого компресора будемо вважати, що:

– стискається ідеальний газ, який не має в'язкості та підпорядковується рівнянню стану

$$pV = MRT, \quad (1)$$

де p і T – відповідно абсолютні тиск і температура газу; V і M – відповідно повний об'єм і маса газу; R – газова стала, яка для повітря дорівнює

$$R_{\text{п}} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}};$$

– у кінці ходу поршня справа наліво стиснутий газ повністю виштовхується із циліндра;

– у процесі всмоктування тиск і температура газу в циліндрі компресора незмінні і дорівнюють відповідним параметрам навколишнього середовища;

– у процесі виштовхування тиск і температура газу також незмінні та відповідають тиску і температурі газу за компресором;

– стискання газу відбувається при незмінному показнику процесу;

– у працюючому компресорі відсутні втрати енергії (витоки газу, утрати на тертя та т. ін.).

Компресор, що задовольняє цим умовам, називається ідеальним, і його робочий процес збігається з теоретичним процесом поршневого компресора.

3. ТЕОРЕТИЧНИЙ ПРОЦЕС ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА

Цикл роботи поршневого компресора може бути відображеним графічно у вигляді залежності тиску в робочій камері машини від переміщення поршня S або від об'єму робочої камери V , який визначається місцезнаходженням поршня. Останнє впливає з того, що поточне значення об'єму робочої камери

$$V = F_{\Pi} S,$$

де F_{Π} – площа поршня.

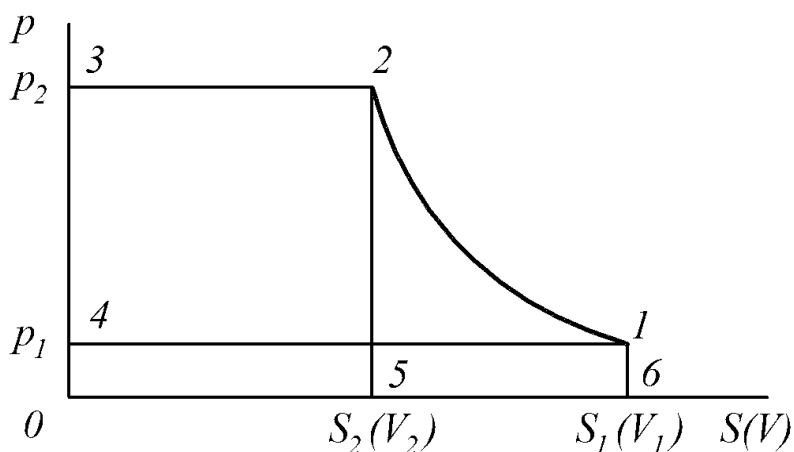


Рис. 2. Теоретична діаграма поршневого компресора

Ця графічна залежність називається індикаторною діаграмою. Її вигляд для ідеального поршневого компресора показано на рис. 2.

Цикл роботи такої машини складається з фази всмоктування, яка відображається відрізком 4–1, фази стискання (відрізок 1–2) та фази виштовхування або нагнітання (відрізок 2–3).

Під час усмоктування та нагнітання об'єм газу в

робочій камері змінюється через переміну його кількості при незмінних параметрах стану, тобто ці процеси не термодинамічні через що цикл роботи компресора не може бути зображеним у координатах тиск – питомий об'єм ($p - v$).

Параметри стану змінюються лише при стисканні газу і характер цього термодинамічного процесу обумовлює власне вигляд індикаторної діаграми.

У загальному випадку в поршневому компресорі відбувається політропний процес стискання газу, для якого справедливе таке співвідношення між поточними значеннями тиску і об'єму газу в робочій камері:

$$p_1 V_1^m = p V^m = const, \quad (2)$$

де m – показник політропи.

Теоретично в поршневому компресорі показник політропи може змінюватися від $m = 1$ до $m = k$, де k – показник адіабати стискуваного газу. Для повітря $k = 1,4$.

При $m = 1$ процес стискання ізотермічний. Для його здійснення швидкість процесу повинна бути безкінечно малою. При цьому усе тепло стискання буде

відводиться в навколишнє середовище, а температура газу буде залишатися незмінною.

При безкінечно великій швидкості стискання газу теплообміну між ним і навколишнім середовищем не відбуватиметься і процес стискання буде адіабатним, тобто у цьому разі $m = k$.

Об'ємна подача ідеального поршневого компресора визначається об'ємом газу, що засмоктується в циліндр, і частотою обертання вала компресора:

$$Q_T = V_{\Pi} n, \quad (3)$$

де V_{Π} – об'єм, який описує поршень компресора за один хід; n – частота обертання вала компресора, що дорівнює кількості подвійних ходів поршня за секунду.

Для компресора, схема якого показана на рис. 1,

$$Q_T = \frac{\rho D_{\Pi}^2}{4} \cdot S_{\Pi} \cdot n, \quad (4)$$

де D_{Π} і S_{Π} – діаметр і хід поршня відповідно.

Потужність на валу поршневого компресора

$$N_{\epsilon} = Ln, \quad (5)$$

де L – робота, що виконує поршень компресора за один цикл.

Для знаходження цієї роботи скористаємося рівнянням, що визначає напір нагнітача в загальному випадку, одержаному в [1]. Згідно з ним

$$H_n = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + e,$$

де H_n – напір нагнітача; p_1 і p_2 – абсолютні тиски на вході та виході з нагнітача; u_1 і u_2 – середні швидкості потоку в перерізах всмоктування та нагнітання; e – перевищення перерізу нагнітання над перерізом всмоктування; ρ – густина перекачуваної рідини; g – прискорення вільного падіння.

Наведене рівняння справедливе для потоку нестискуваної (краплеподібної) рідини, густина якої залишається незмінною при переміні тиску. Але в компресорі газ стискається і його густина зростає. Для потоку стискуваної рідини дане рівняння може бути записаним лише в диференціальній формі. Роблячи це, будемо нехтувати другим і третім доданками рівняння через малу відмінність між

швидкостями потоку в нагнітальному та всмоктувальному патрубках компресора і незначне перевищення його вихідного перерізу над вхідним. Отримуємо

$$gdH = \frac{dp}{r} .$$

Використовуючи замість густини газу його питомий об'єм, що дорівнює

$$v = 1/r , \text{ маємо} \quad gdH = vdp .$$

Пам'ятаючи, що напір компресора – це механічна енергія, яка віднесена до одиниці ваги переміщеного газу, маємо

$$gdH = dl = vdp , \quad (6)$$

де dl – елементарна механічна енергія, яка передається в компресорі до одиниці маси газу, тобто це елементарна робота компресора, що віднесена до одиниці маси стиснутого газу.

Питома робота, яку здійснює поршень компресора за один цикл, складається із робіт, виконаних під час процесів усмоктування, стискання та нагнітання, тому формула для її підрахунку щодо ідеального компресора має такий вигляд:

$$l_T = \oint vdp .$$

Замінюючи питомий об'єм v на повний V із співвідношення

$$v = \frac{V}{M} ,$$

де M – маса газу, що надходить у циліндр компресора за один цикл, отримуємо рівняння для знаходження повної роботи, яку виконує поршень ідеального компресора за один цикл

$$L_T = l_T M = \oint Vdp .$$

Із цього рівняння випливає, що робота за один цикл еквівалентна площі індикаторної діаграми. Крім того, треба взяти до уваги, що в теорії компресорів роботу, яку виконує поршень компресора, тобто зовнішню роботу, що підводиться до газу, і тепло, яке відводиться від газу, прийнято вважати додатними на відміну від термодинаміки, де ці величини вважаються від'ємними.

З урахуванням незмінності тисків упродовж фаз усмоктування та нагнітання робота ідеального компресора за один цикл

$$L_T = \int_{p_1}^{p_2} V dp. \quad (7)$$

У кінцевому вигляді розрахункова залежність може бути одержана за умови, що відома підінтегральна функція $p = f(V)$, яка визначається характером процесу стискання.

Для політропного процесу стискання відшукуване рівняння отримуємо при інтегруванні (7) у межах від p_1 до p_2 з урахуванням співвідношення (2). Воно має такий вигляд:

$$L_{\text{ТП}} = \frac{m}{m-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] = \frac{m}{m-1} p_1 V_1 \left(e^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right), \quad (8)$$

де $e = \frac{p_2}{p_1}$ – ступінь підвищення тиску газу в компресорі.

Беручи до уваги (1), рівняння (8) може бути записано у такому вигляді:

$$L_{\text{ТП}} = \frac{m}{m-1} MRT_1 \left(e^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right), \quad (9)$$

із якого одержується рівняння для питомої роботи, що витрачається на стискання 1 кг газу, у вигляді:

$$l_{\text{ТП}} = \frac{m}{m-1} RT_1 \left(e^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right). \quad (10)$$

Ураховуючи, що кінцева температура при політропному стисканні

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}}, \quad (11)$$

рівнянню (8) можна надати такого вигляду:

$$L_{\text{тп}} = \frac{m}{m-1} MR(T_2 - T_1). \quad (12)$$

Тепло, яке відводиться від газу при політропному стисканні, може бути підрховано за формулою:

$$\bar{Q}_{\text{п}} = Mc_v \frac{k-m}{m-1} (T_2 - T_1), \quad (13)$$

де c_v – масова ізохорна теплоємність стискуваного газу.

Беручи до уваги відомі термодинамічні залежності ідеального газу, згідно з якими

$$R = c_p - c_v, \quad (14) \quad \text{і} \quad k = \frac{c_p}{c_v}, \quad (15)$$

де c_p – масова ізобарна теплоємність стискуваного газу, із (13) з урахуванням (12) отримуємо

$$\bar{Q}_{\text{п}} = \frac{k-m}{m(k-1)} L_{\text{тп}}.$$

Для адіабатного процесу стискання розрахункові рівняння одержують шляхом заміни у відповідних рівняннях для політропного процесу показника політропи m на показник адіабати k . Ці рівняння мають такий вигляд

$$L_{\text{та}} = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} MRT_1 \left(e^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right). \quad (16)$$

З урахуванням (14) і (15) із (16) маємо

$$L_{\text{та}} = c_p MT_1 \left(e^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = c_p M (T_2 - T_1), \quad (17)$$

$$l_{\text{та}} = c_p (T_2 - T_1). \quad (18)$$

Тепло адіабатного процесу $\bar{Q}_{\text{а}} = 0$.

Для ізотермічного процесу стискання розрахункові рівняння отримуються при інтегруванні виразу (7) у межах від p_1 до p_2 з урахуванням рівняння ізотермічного процесу

$$p_1 V_1 = pV = \text{const.} \quad (19)$$

Ці рівняння мають такий вигляд

$$L_{\text{тт}} = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = MRT_1 \ln e; \quad (20)$$

$$l_{\text{тт}} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = RT_1 \ln e. \quad (21)$$

Тепло, яке відводиться від газу при ізотермічному стисканні,

$$\bar{Q}_T = L_{\text{тт}} = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1}. \quad (22)$$

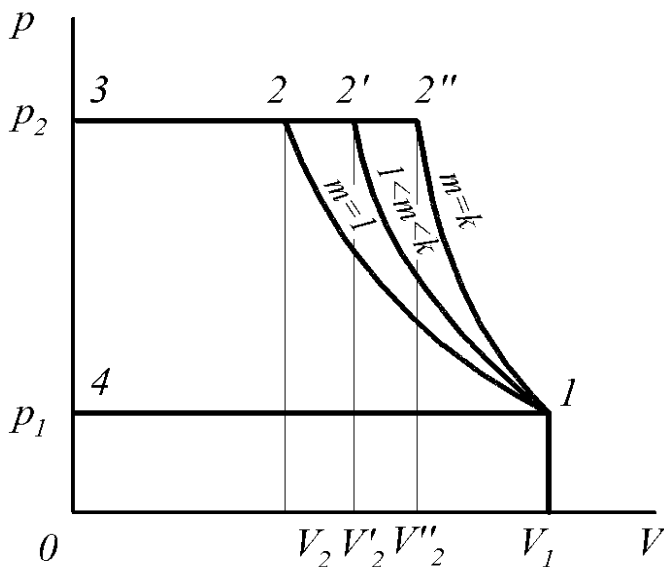


Рис.3. Порівняння процесів стискання повітря залежно від показника процесу

Для з'ясування того, який із теоретично можливих процесів стискання газу в поршневому компресорі є найбільш доцільним, порівняємо індикаторні діаграми трьох однакових компресорів (рис. 3), що стискають газ від тиску p_1 до тиску p_2 один ізотермічно, другий – політропно ($1 < m < k$), третій – адіабатно ($m = k$). При побудові індикаторних діаграм пам'ятаємо, що

графіком ізотерми в координатах $p - V$ є рівнобічна гіпербола (лінія 1–2), а графік політропи при $m > 1$ – це нерівнобічна гі-

пербола, стрімкість якої вища в порівнянні з ізотермою і яка зростає при збільшенні m . На рис. 3 лінія 1–2' відображає політропний процес стискання при $1 < m < k$, а лінія 1–2'' – адіабатне стискання при $m = k$.

Порівнюючи графіки, бачимо, що при збільшенні показника процесу зростає площа індикаторної діаграми, а отже, і робота, що виконує поршень за один цикл при стисканні газу в певних межах тиску. Із цього випливає, що для змен-

шення витрат енергії при виробництві стиснутого газу слід прагнути до зниження показника процесу, тобто інтенсивно охолоджувати газ у компресорі. Це досягається шляхом виконання в стінках циліндра спеціальної порожнини – водяної сорочки, через яку прокачується охолоджувальна вода. При повітряному охолодженні циліндрів їх стінки роблять з ребрами для збільшення площі тепловіддачі. Треба відзначити, що в сучасних високошвидкісних поршневих компресорах суттєвого зменшення показника процесу за рахунок інтенсифікації тепловідводу від стиснутого газу досягти не вдається. Зокрема для більшості повітряних компресорів цей показник рідко буває меншим ніж 1,37...1,38 (для повітря $k = 1,4$). Тобто для сучасних поршневих компресорів характерним є значне підвищення температури під час стискання газу.

4. ФАКТИЧНИЙ РОБОЧИЙ ПРОЦЕС ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА

Фактичний робочий процес компресора відрізняється від теоретичного через те, що припущення, зроблені вище, несправедливі для реальної машини. Розглянемо ці фактори.

1. У компресорі стискається реальний газ. Але в повітряних загальнопромислових компресорах тиск газу зазвичай не перевищує 1...1,5 МПа, а температура менша ніж 200°C. При таких параметрах повітря цілком підпорядковується законам класичної термодинаміки ідеального газу, тому в записані розрахункові рівняння не треба вносити поправок на реальність газу.

2. У компресорі обов'язково передбачається зазор між кришкою циліндра та днищем поршня у крайньому його положенні, необхідний для недопущення ударів поршня по кришці. У цьому зазорі, а також у спеціальних кишнях у кришці циліндра, де розміщуються клапани, у кінці фази виштовхування залишається стиснутий газ. Об'єм, що займає стиснутий газ у циліндрі при крайньому положенні поршня, називається мертвим або шкідливим простором. Знаходження в цьому просторі стиснутого газу призводить до того, що при зворотному русі поршня всмоктувальний клапан не може відкритися відразу на початку ходу – це стається лише після певного переміщення поршня, під час якого газ із мертвого простору розшириться і його тиск спаде до величини p_1 . Тобто наявність мертвого простору в циліндрі обумовлює появу нової фази в циклі роботи поршневого компресора – розширення газу із мертвого простору.

На рис. 4 показана індикаторна діаграма компресора з фазою розширення газу, яка зображена лінією 3–4. Через появу цього процесу всмоктування газу буде відбуватися лише на частині зворотного ходу поршня (лінія 4–1) і об'єм газу, що засмоктується в циліндр, зменшиться від $V_{\text{п}}$ до $V_{\text{к}}$, тобто наявність мертвого простору викликає зменшення подачі компресора. Через це мертвий простір називають також шкідливим.

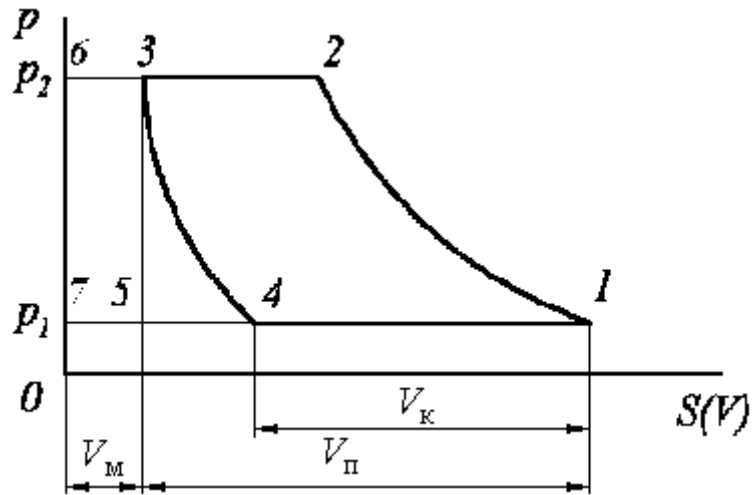


Рис. 4. Вплив шкідливого простору на роботу компресора

Вплив шкідливого простору на подачу компресора враховують об'ємним коефіцієнтом

$$I_o = \frac{V_K}{V_{II}}. \quad (23)$$

З'ясуємо, які чинники впливають на його значення.

Хай величина мертвого простору становить V_M , а процес розширення газу є політропним із показником m , що збігається з показником політропи стискування. Запишемо рівняння політропного процесу, яке пов'яже параметри газу в точках 3 і 4,

$$p_2 V_M^m = p_1 V_4^m \quad \text{або} \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_4}{V_M} \right)^m.$$

З урахуванням очевидного співвідношення $V_4 = V_M + V_{II} - V_K$ отримуємо

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(1 + \frac{V_{II}}{V_M} - \frac{V_K}{V_M} \right)^m. \quad (24)$$

Відношення $\frac{V_M}{V_{II}} = b_o$ називається відносним шкідливим простором.

Ураховуючи, що $\frac{V_{\Pi}}{V_M} = \frac{1}{b_o}$ і $\frac{V_K}{V_M} = \frac{V_K}{V_{\Pi}} \cdot \frac{V_{\Pi}}{V_M} = \frac{l_o}{b_o}$ із (24) маємо

$$e^{\frac{1}{m}} = 1 + \frac{1}{b_o} - \frac{l_o}{b_o}.$$

Звідси
$$l_o = 1 - b_o \left(e^{\frac{1}{m}} - 1 \right). \quad (25)$$

Величина коефіцієнта b_o визначається конструкцією циліндра компресора і зазвичай знаходиться в межах 0,05 ... 0,15.

Важливим практичним висновком із (25) є те, що при збільшенні ступеня підвищення тиску в компресорі зменшується його об'ємний коефіцієнт, а отже, і подача компресора.

Порівнюючи на рис. 4 індикаторні діаграми теоретичного компресора (пл. 1-2-3-5-1) і компресора з шкідливим простором у циліндрі (пл. 1-2-3-4-1), бачимо, що площа другої діаграми менша, що свідчить про зменшення роботи, яку виконує поршень компресора за цикл при наявності в циліндрі мертвого простору.

Враховуючи, що ця робота

$$L = \text{пл. 1-2-3-4-1} = \text{пл. 1-2-6-7-1} - \text{пл. 4-3-6-7-4},$$

і беручи до уваги, що відповідно до (8)

$$\text{пл. 1-2-6-7-1} = \frac{m}{m-1} p_1 (V_M + V_{\Pi}) (e^{\frac{m-1}{m}} - 1)$$

і
$$\text{пл. 4-3-6-7-4} = \frac{m}{m-1} p_1 V_4 (e^{\frac{m-1}{m}} - 1),$$

маємо
$$L = \frac{m}{m-1} p_1 (V_M + V_{\Pi} - V_4) (e^{\frac{m-1}{m}} - 1) = \frac{m}{m-1} p_1 V_K (e^{\frac{m-1}{m}} - 1)$$

або з урахуванням (1)

$$L = \frac{m}{m-1} MRT_1 (e^{\frac{m-1}{m}} - 1).$$

Звідси питома робота

$$l = \frac{L}{M} = \frac{m}{m-1} RT_1 (e^{\frac{m-1}{m}} - 1),$$

тобто шкідливий простір у циліндрі не впливає на питому роботу компресора, а отже, не впливає на його ККД.

3. У реальному компресорі мають місце втрати тиску у всмоктувальному та нагнітальному клапанах. Це призводить до того, що всмоктування газу в циліндр відбувається при тиску, меншому ніж у всмоктувальному патрубку, а виштовхується газ із циліндра при тиску більшому ніж у нагнітальному патрубку компресора.

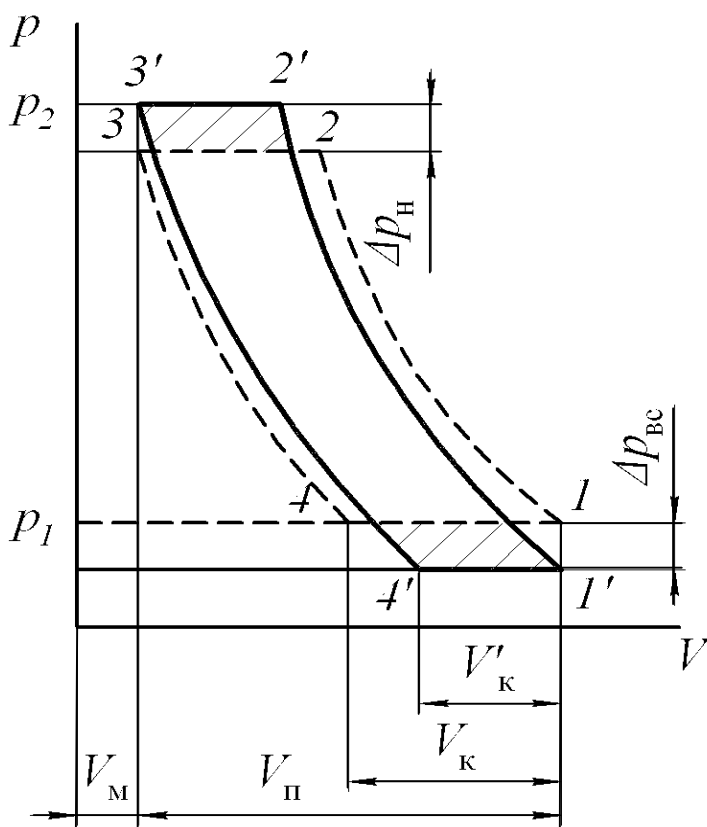


Рис. 5. Вплив втрат тиску в клапанах на подачу поршневого компресора

Через це зростає ступінь підвищення тиску в циліндрі, зменшується подача компресора та збільшується його питома робота. Це добре видно при порівнянні індикаторних діаграм, зображених на рис. 5, де пл. 1-2-3-4-1 – індикаторна діаграма без урахування втрат тиску, пл. 1'-2'-3'-4'-1' – індикаторна діаграма з урахуванням зазначених втрат; $\Delta p_{вс}$ і $\Delta p_{н}$ – втрати тиску, відповідно, на всмоктувальному та нагнітальному клапанах, V'_K – дійсний об'єм газу, що всмоктується в циліндр. Додаткова робота, що витрачається на подолання гідралічного опору клапанів, еквівалентна заштрихованим площинкам.

Зменшення подачі компресора через втрати тиску в клапанах враховують коефіцієнтом

$$I_{\Delta p} = \frac{V''_K}{V'_K},$$

де V''_k – це об'єм V'_k , що зведений до тиску p_1 і температури T_1 (слід пам'ятати, що порівнювати об'єми газів можна лише тоді, коли вони виміряні при однакових умовах).

4. У реальному компресорі показник процесу стискання не лишається постійним. Це пояснюється тим, що температура стінок циліндра і поршня компресора через їх високу теплоємність практично не змінюються на протязі одного робочого циклу – ця температура більша ніж температура всмоктуваного і менша від температури виштовхуваного газу. Тому на першому етапі стискання газу супроводжується підводом до нього тепла від стінок робочої камери (показник процесу $m > k$), при вирівнюванні температур газу і стінок відбувається короткочасне адіабатне стискання ($m = k$) і завершується процес стисканням із відводом тепла від газу до стінок ($m < k$).

Осереднений показник процесу стискання визначають за параметрами газу на всмоктуванні та нагнітанні компресора за рівнянням, одержаним із (2)

$$m = \frac{\ln \frac{p_2}{p_1}}{\ln \frac{V_1}{V_2}} = \frac{\ln e}{\ln \left(e \frac{T_1}{T_2} \right)}. \quad (26)$$

5. У реальному компресорі неможливо досягти повної герметизації закритих клапанів, а також ущільнень між поршнем і циліндром. Тому при роботі компресора практично завжди мають місце як витoki стиснутого газу із циліндра через негерметичні всмоктувальні клапани і поршневі кільця, так і повернення частини стиснутого газу із нагнітального трубопроводу в циліндр через нещільні нагнітальні клапани. Ці явища супроводжуються додатковим збільшенням роботи і викликають зменшення подачі компресора, яке оцінюють коефіцієнтом витоків

$$I_\epsilon = \frac{V_\phi}{V''_k},$$

де V_ϕ – фактичний об'єм газу, що виштовхується із циліндра за один цикл, і який зведено до умов на вході в компресор.

Вплив усіх зазначених чинників на подачу компресора враховують коефіцієнтом подачі

$$I = \frac{V_\phi}{V_\Pi} = \frac{V_k}{V_\Pi} \cdot \frac{V''_k}{V_k} \cdot \frac{V_\phi}{V''_k} = I_o I_{Dp} I_\epsilon. \quad (27)$$

Значення окремих коефіцієнтів при нормальному технічному стані компресора лежать зазвичай у межах

$$I_o = 0,85 \dots 0,95; \quad I_{\Delta p} = 0,92 \dots 0,95; \quad I_e = 0,92 \dots 0,95.$$

Отже, коефіцієнт подачі $I = 0,72 \dots 0,85$. Менші значення коефіцієнтів відносяться до компресорів малої подачі.

Подачу реального компресора підраховують за формулою:

$$Q_{\phi} = V_{\phi} n = V_{\pi} n I . \quad (28)$$

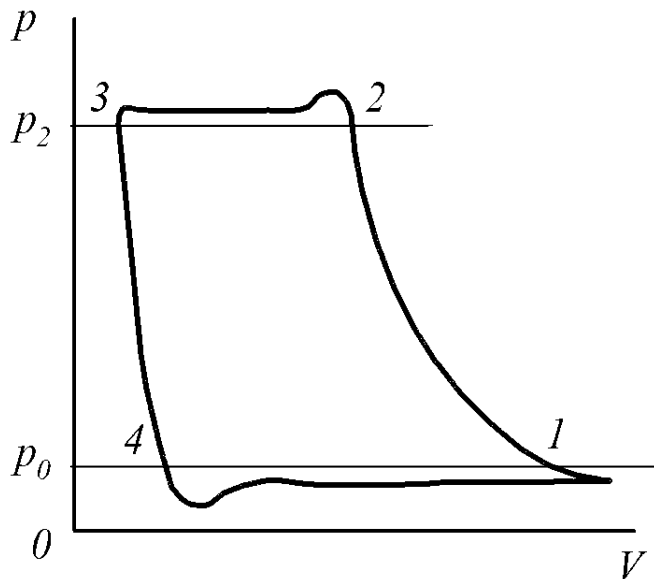


Рис. 6. Індикаторна діаграма реального компресора

Відмінність між фактичним і теоретичним циклами поршневого компресора наглядно ілюструє порівняння відповідних індикаторних діаграм, зображених на рисунках 2 і 6. Індикаторну діаграму реального компресора (рис. 6) одержують експериментально при його випробуваннях за допомогою спеціальних індикаторів. На ній відбивається наявність процесу розширення повітря, що залишається в кінці фази виштовхування у шкідливому просторі, несталість тисків повітря в процесах всмоктування

та нагнітання, втрати тиску в клапанах, через що лінія всмоктування проходить нижче теоретичної, яка збігається з тиском у всмоктувальному патрубку p_1 , а лінія нагнітання – вище теоретичної, що збігається з тиском за компресором p_2 . Поява характерних виступів на діаграмі реального компресора в кінці фази стискування та на початку фази всмоктування пояснюється інерцією клапанних пластин.

На фактичній індикаторній діаграмі відбиваються також коливання тиску в усмоктувальному та нагнітальному патрубках компресора, витоки повітря та теплообмін між стискуваним газом і стінками циліндра. Індикаторна діаграма дає повну уяву про технічний стан компресора.

Ступінь наближення фактичного робочого процесу компресора до теоретичного оцінюється індикаторним коефіцієнтом корисної дії:

$$h_{інд} = \frac{L_T}{L_\phi}, \quad (29)$$

де L_T і L_ϕ – роботи, що виконує за один цикл поршень теоретичного та дійсного компресора, і які еквівалентні площам відповідних індикаторних діаграм.

Як теоретичні зазвичай розглядають ізотермічний або адіабатний процеси і тому вживають ізотермічний $h_{інд.із}$ та адіабатний $h_{інд.ад}$ індикаторні ККД.

Теоретична робота в (29) розраховується за фактичним об'ємом газу, що виштовхується із циліндра за один цикл (фактичною подачею компресора), для ступеня підвищення тиску, що визначається відношенням середніх тисків у нагнітальному та всмоктувальному патрубках. З урахуванням (16) і (20)

$$h_{інд.ад} = \frac{\frac{k}{k-1} p_1 V_\phi \left(e^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{L_\phi}, \quad (30)$$

$$h_{інд.із} = \frac{p_1 V_\phi \ln e}{L_\phi}. \quad (31)$$

Для сучасних поршневих компресорів середньої подачі $h_{інд.ад} = 0,8 \dots 0,85$; $h_{інд.із} = 0,6 \dots 0,65$.

Приймаючи із зазначених діапазонів величини індикаторних коефіцієнтів, за формулами (30) або (31) можна підрахувати фактичну індикаторну або внутрішню роботу, що виконує поршень компресора за один цикл. Ця робота є меншою, ніж та, що виконує привід компресора, на величину втрат енергії на тертя в механічній частині машини. Механічні втрати враховують механічним ККД, який дорівнює відношенню індикаторної роботи L_ϕ до роботи, що виконує привід компресора $L_{пр}$:

$$h_{мех} = \frac{L_\phi}{L_{пр}}. \quad (32)$$

Для сучасних поршневих компресорів $h_{мех} = 0,85 \dots 0,95$.

Потужність на валу компресора

$$N_{\epsilon} = L_{\text{пр}} \cdot n.$$

З урахуванням вищенаведених залежностей, маємо

$$N_{\epsilon} = \frac{\frac{k}{k-1} p_1 Q_{\Phi} \left(e^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{h_{\text{інд.ад}} h_{\text{мех}}}; \quad (33)$$

$$N_{\epsilon} = \frac{p_1 Q_{\Phi} \ln e}{h_{\text{інд.із}} h_{\text{мех}}}. \quad (34)$$

5. МЕЖІ СТИСКАННЯ ГАЗУ В СТУПЕНІ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА. БАГАТОСТУПЕНЕВІ КОМПРЕСОРИ

Ступінь підвищення тиску в циліндрі поршневого компресора обмежується через наявність у ньому шкідливого простору та величиною допустимої температури стиснутого газу.

При аналізі впливу шкідливого простору на подачу компресора встановлено, що при збільшенні с.п.т. подача компресора зменшується. Отже існує такий с.п.т., при якому об'ємний коефіцієнт компресора і його подача стають такими, що дорівнюють нулю. Значення цього граничного с.п.т. знаходиться із рівняння (25). При

$$I_o = 1 - b_o \left(e^{\frac{1}{e_{zp}^m}} - 1 \right) = 0$$

$$e_{zp} = \left(\frac{1}{b_o} + 1 \right)^m.$$

Наприклад, для повітря при $b_o = 0,1$ і $m = k = 1,4$ (адіабатний процес) $e_{zp} \cong 29$; при $m = 1$ (ізотермічний процес) $e_{zp} \cong 11$.

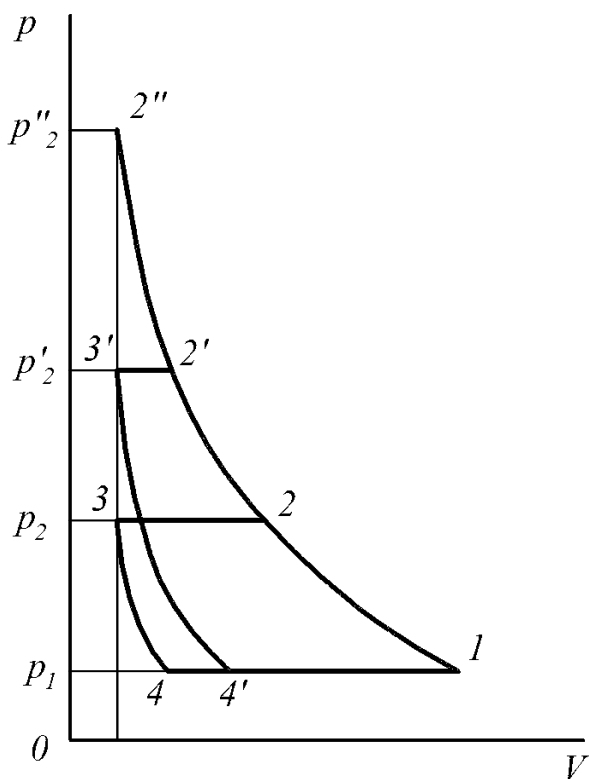


Рис. 7. Межа ступеня підвищення тиску в одноступеневому компресорі за величиною шкідливого простору

У разі, коли с.п.т. компресора досягне граничного значення, увесь усмоктаний у циліндр газ у кінці фази стискання вміститься в мертвому просторі V_M (рис. 7) і фази виштовхування не буде, тобто подача компресора дорівнюватиме нулю. Цикл роботи компресора при цьому складатиметься лише із фаз стискання та розширення газу, а індикаторна діаграма вироджується у лінію 1–2''–1.

Розглянута межа стискання є теоретичною. Реально ступінь підвищення тиску в компресорі обмежується допустимою температурою стиснутого газу, яка визначається температурою займання мастила, що використовується для змащування циліндра. Щоб не допустити спалахування мастила та його пари в циліндрі, яке може призвести до вибуху компресора, правила експлуатації компресорних установок вимагають, щоб найбільша температура газу в циліндрі компресора була на менше, ніж на 75°C нижчою від температури займання мастила, що використовується. Компресорні мастила для загальнопромислових компресорів мають температуру займання на рівні $235\text{--}240^\circ\text{C}$, отже, допустима температура стиснутого повітря t_{don} становить 160°C . Якщо рахувати, що повітря стискається в компресорі адіабатно та його початкова температура $t_1=25^\circ\text{C}$, то з рівняння (11) отримуємо граничний ступінь підвищення тиску

$$e_{zp} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{zp} = \left(\frac{T_{don}}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{273 + 160}{273 + 25} \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} \approx 3,7.$$

Із цього випливає, що надлишковий тиск стиснутого повітря, який може бути одержаним у одноступеневому поршневному компресорі, становить $0,25\text{--}0,3$ МПа. Таке його значення недостатнє для живлення більшості промислових споживачів пневмоенергії.

За рахунок інтенсивного охолодження стискуваного повітря граничний с.п.т. може бути збільшеним, але досягти цього складно технічно, через що таке

збільшення досить часто економічно недоцільне. Тому при необхідності отримання стиснутого повітря з абсолютним тиском більшим, ніж 0,4...0,5 МПа використовують багатоступеневі поршневі компресори. У цих машинах стискання газу відбувається в кількох послідовно з'єднаних ступенях, між якими газ охолоджується в спеціальних проміжних охолоджувачах.

Найбільш поширеним різновидом повітряних поршневих компресорів є двоступеневі. На рис. 8 показана схема такого компресора. Він складається з циліндра низького тиску 1 (перший ступінь), де повітря стискається від початкового тиску p_1 до певного тиску p_x . При цьому температура повітря зростає від початкової T_1 до температури T_x . Із тиском p_x повітря надходить до проміжного повітроохолоджувача 2, де ізобарно охолоджується до температури T'_x . Далі охоложене повітря потрапляє до циліндра високого тиску 3 (другий ступінь), у якому стискається до кінцевого тиску p_2 .

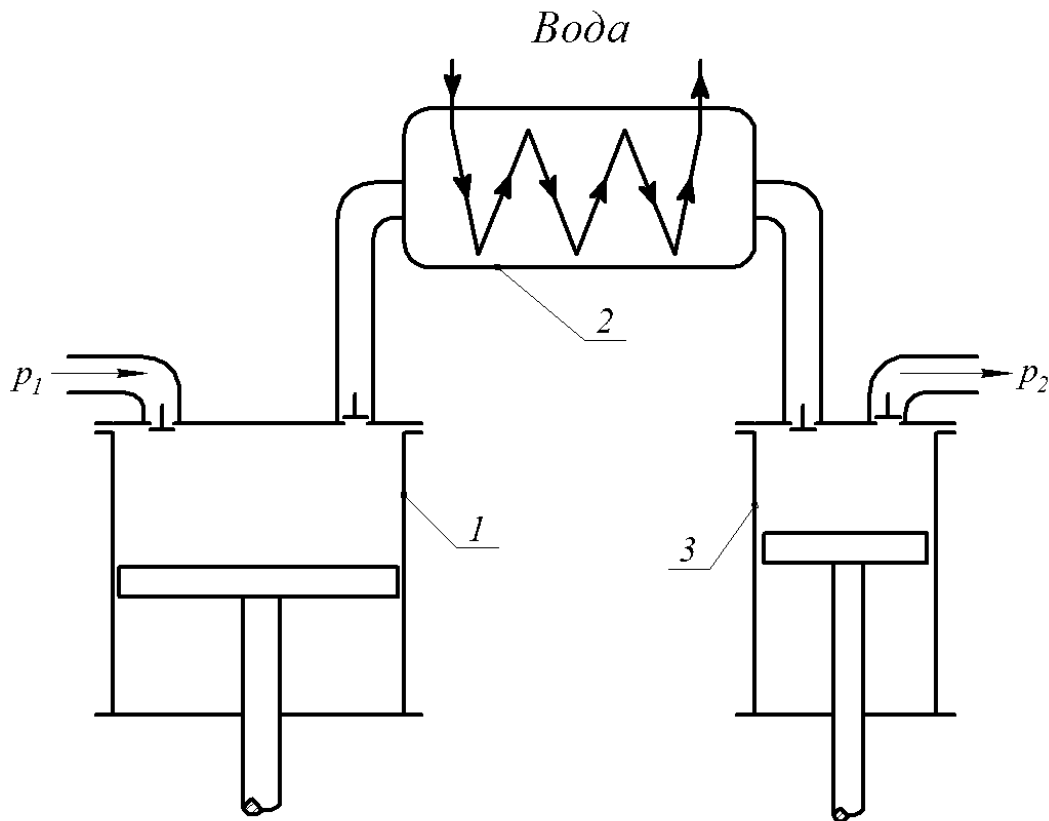


Рис. 8. Схема будови двоступеневого компресора

При малих подачах обидва ступеня можуть розміщуватись у одному циліндрі (рис. 9). У цьому разі ступінь низького тиску 1 знаходиться між кришкою циліндра та днищем поршня, а ступінь високого тиску 2 – у кільцевому просторі між частиною поршня меншого діаметра, задньою кришкою, боковою поверхнею циліндра та задньою поверхнею більшого поршня. Агрегати такої конструкції називаються компресорами з диференційним поршнем.

Завдяки проміжному охолодженню знижується кінцева температура стиснутого газу. Якщо забезпечити повне проміжне охолодження, коли газ на вході до циліндра високого тиску (ЦВТ) матиме температуру, що дорівнює початковій температурі перед циліндром низького тиску (ЦНТ), то кінцева температура буде визначатися лише ступенем підвищення тиску в ЦВТ, а не компресора в цілому.

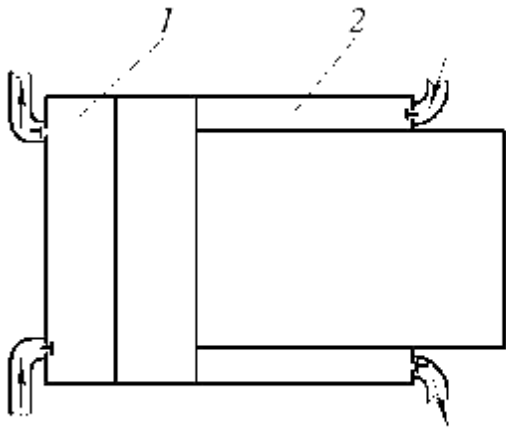


Рис. 9. Схема двоступеневого поршневого компресора з диференційним поршнем

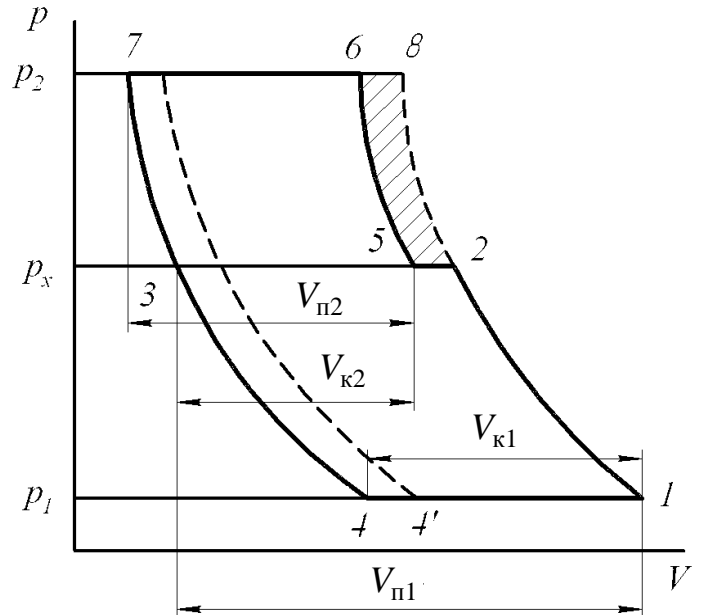


Рис.10. Індикаторна діаграма двоступеневого поршневого компресора

Цикл двоступеневого компресора може розглядатися як сполучення двох циклів одноступеневого стисання. Робота за цикл цієї машини дорівнює сумі робіт окремих ступенів. На рис. 10 показана теоретична індикаторна діаграма двоступеневого компресора, на якій лініями 1–2 та 5–6 зображені фази стисання в ЦНТ і ЦВТ відповідно, а лінія 2–5 відображає ізобарне охолодження газу між ступенями. У результаті охолодження зменшується об'єм газу, що надходить до ЦВТ (лінія 3–5) у порівнянні з об'ємом, що виштовхується із ЦНТ (лінія 3–2). За рахунок цього зменшується і робота в другому ступені. Отже, додатковим позитивним наслідком міжступеневого охолодження газу є зменшення роботи, що витрачається на його стисання. Якщо б стисання до тиску p_2 відбувалося без проміжного охолодження, то роботі компресора за цикл відповідала б площа 1–8–7–4–1, у разі ж застосування такого охолодження зазначена робота відображається площею 1–2–5–6–7–4–1. Виграш у індикаторній роботі еквівалентний заштрихованій площі 2–5–6–8–2. Крім того, завдяки зменшенню с.п.т. у кожному ступені при двоступеному стисанні знижується вплив шкідливого простору на об'єм газу, що засмоктується в ЦНТ, тобто зростає подача компресора. Це добре видно на рис. 10, де фаза розширення газу із шкідливого простору в одноступеному компресорі зображена пунктирною лінією.

Подача такого компресора еквівалентна відріжку $4'-1$, у той час як подача дво-ступеневого компресора визначається відрізком $4-1$.

6. РОЗПОДІЛ ЗАГАЛЬНОГО СТУПЕНЯ ПІДВИЩЕННЯ ТИСКУ КОМПРЕСОРА МІЖ СТУПЕНЯМИ

При створенні багатоступеневих компресорів важливим завданням є правильний розподіл загального с.п.т. компресора між ступенями. Цей розподіл виконують, зазвичай, виходячи з необхідності забезпечення мінімальної сумарної індикаторної роботи компресора, яка складається із робіт, виконаних у кожному ступені.

Запишемо рівняння, що визначає роботу за цикл двоступеневого компресора, вважаючи однаковими показники процесів зміни стану повітря в обох ступенях:

$$L = L_{\text{цнт}} + L_{\text{цвт}} = \frac{m}{m-1} p_1 V_{\text{к1}} \left[\left(\frac{p_x}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] + \frac{m}{m-1} p_x V_{\text{к2}} \left[\left(\frac{p_2}{p_x} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right],$$

де $V_{\text{к1}}$ і $V_{\text{к2}}$ – об'єми повітря, що всмоктуються в перший і другий ступінь компресора відповідно (рис. 10).

Із цього рівняння видно, що загальна робота залежить від величини тиску p_x у проміжному повітроохолоджувачі і тому цілком природним є знаходження такого значення цього тиску, при якому сумарна робота буде мінімальною.

З урахуванням очевидного співвідношення

$$p_x V_{\text{к2}} = p_1 V_{\text{к1}} \frac{T'_x}{T_1} \quad (35)$$

маємо

$$L = \frac{m}{m-1} p_1 V_{\text{к1}} \left\{ \left[\left(\frac{p_x}{p_2} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] + \frac{T'_x}{T_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_x} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \right\}. \quad (36)$$

Згідно з правилом дослідження функцій на мінімум знаходимо оптимальне значення тиску $p_{x \text{ опт}}$ із рівняння

$$\frac{\partial L}{\partial p_x} = 0.$$

Беручи похідну від (36) і вирішуючи зазначене рівняння, отримуємо

$$p_{x\ onm} = \sqrt{\left(\frac{T'_x}{T_1}\right)^{\frac{m}{m-1}} p_1 p_2} . \quad (37)$$

При повному міжступеневому охолодженні стискуваного газу, тобто, при $T'_x = T_1$, із (37) маємо

$$p_{x\ onm} = \sqrt{p_1 p_2} . \quad (38)$$

Визначимо с.п.т. ступенів у разі, коли $p_x = p_{x\ onm}$.

$$e_{\text{цнт}} = \frac{p_{x\ onm}}{p_1} = \frac{\sqrt{p_1 p_2}}{p_1} = \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} = \sqrt{e_k} ,$$

де e_k – загальний с.п.т. компресора.

$$e_{\text{цвт}} = \frac{p_2}{p_{x\ onm}} = \frac{p_2}{\sqrt{p_1 p_2}} = \sqrt{\frac{p_2}{p_1}} = \sqrt{e_k} .$$

Отже, при повному міжступеневому охолодженні повітря та відсутності втрат тиску між ступенями робота при двоступеневому стисканні мінімальна у випадку, коли с.п.т. обох ступенів однакові та дорівнюють

$$e_{\text{цнт}} = e_{\text{цвт}} = \sqrt{e_k} . \quad (39)$$

Останній висновок може бути поширеним на компресор із довільною кількістю ступенів z . С.п.т. одного ступеня такого компресора

$$e_i = \sqrt[z]{e_k} . \quad (40)$$

При такому розподілі загального с.п.т. компресора кінцеві температури стиснутого повітря та індикаторні роботи окремих ступенів будуть однаковими.

При неповному проміжному охолодженні, коли $T'_x > T_1$, у відповідності з (37), збільшується найвигідніший с.п.т. першого ступеня та відповідно зменшується с.п.т. другого ступеня.

Наявність втрат тиску в міжступеневих комунікаціях збільшують с.п.т. обох ступенів.

Виникає питання, як технічно забезпечити необхідний рівень тиску в проміжному повітроохолоджувачі, пам'ятаючи, що компресори мають самодіючі клапани?

Із рівняння (35) випливає, що с.п.т. першого ступеня компресора

$$e_{\text{цнт}} = \frac{p_x}{p_1} = \frac{V_{\text{к1}}}{V_{\text{к2}}} \frac{T'_x}{T_1}. \quad (41)$$

Беручи до уваги, що

$$V_{\text{к1}} = I_{o1} V_{\text{п1}} = I_{o1} \frac{\rho D_{\text{цнт}}^2}{4} \cdot S$$

$$i \quad V_{\text{к2}} = I_{o2} V_{\text{п2}} = I_{o2} \frac{\rho D_{\text{цвт}}^2}{4} \cdot S,$$

де I_{o1} і I_{o2} , $V_{\text{п1}}$ і $V_{\text{п2}}$, $D_{\text{цнт}}$ і $D_{\text{цвт}}$ – об'ємні коефіцієнти, об'єми, що описують поршні, і діаметри поршнів першого та другого ступенів компресора відповідно, S – хід поршнів, із (41) маємо

$$e_{\text{цнт}} = \frac{I_{o1}}{I_{o2}} \left(\frac{D_{\text{цнт}}}{D_{\text{цвт}}} \right)^2 \frac{T'_x}{T_1}. \quad (42)$$

$$\text{При } T'_x = T_1 \quad e_{\text{цнт}} = \frac{I_{o1}}{I_{o2}} \left(\frac{D_{\text{цнт}}}{D_{\text{цвт}}} \right)^2. \quad (43)$$

Останні рівняння показують, що с.п.т. у першому ступені компресора не залежить від параметрів стану повітря ні перед компресором, ні на його виході, а визначається лише геометричними розмірами циліндрів. Отже, для досягнення необхідного розподілу с.п.т. циліндри ступенів повинні виконуватися з певним відношенням діаметрів. Цей висновок є загальним для компресорів із довільною кількістю ступенів – с.п.т. усіх проміжних ступенів компресора (крім останнього) визначаються, у першу чергу, відношенням геометричних розмірів циліндрів суміжних ступенів.

Одержаний результат має важливе практичне значення. Він свідчить, що всі відхилення параметрів стану повітря від номінальних значень на вході в компресор і на виході з нього відбиваються лише на роботі другого (останнього) ступеня, а перший ступінь (і всі проміжні) працюють у практично незмінному режимі. Хоча незначний перерозподіл загального с.п.т. компресора між ступенями все ж відбувається. Зокрема, при зменшенні кінцевого тиску в порівнянні з номінальним знижується с.п.т. другого ступеня, що обумовлює зростання його

об'ємного коефіцієнта та зменшення відповідно до (43) с.п.т. першого ступеня. До зростання цього с.п.т., відповідно до (42), приводить також неповне проміжне охолодження стискуваного повітря.

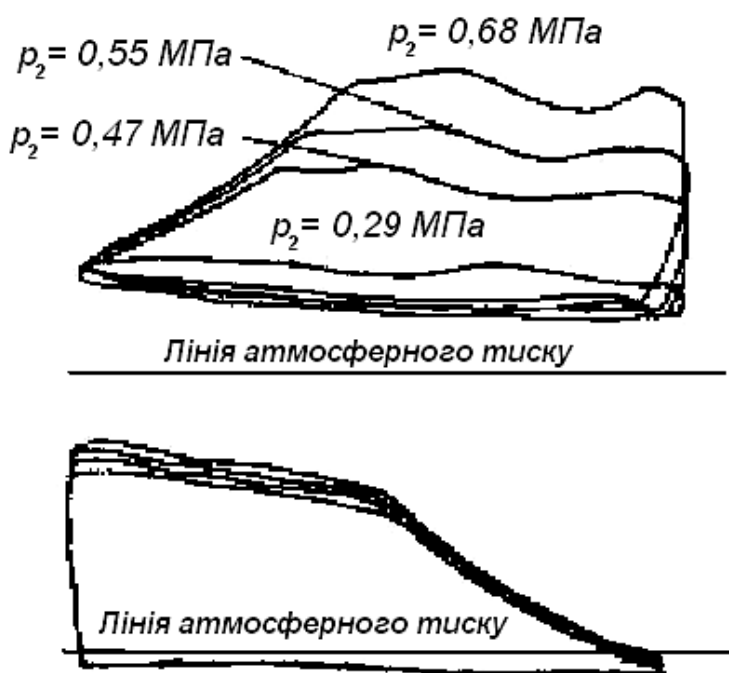


Рис. 11. Індикаторні діаграми двоступеневого поршневого компресора при різних кінцевих тисках повітря

Висновок про практичну незмінність режиму роботи першого ступеня отримано на основі аналізу роботи теоретичного двоступеневого компресора. Але досвід показує, що він у значній мірі справедливий і для реальних машин. Це видно, зокрема, із порівняння експериментальних індикаторних діаграм двох ступенів компресора (рис. 11) [2].

При досить широкому діапазоні змінювання кінцевого тиску p_2 (від 0,29 МПа до 0,68 МПа) тиск на виході з першого ступеня залишається практично незмінним.

Подачу двоступеневого компресора визначають за рівнянням (28) через об'єм, що описує поршень першого ступеня за один хід, і коефіцієнт подачі цього ступеня.

Потужність на валу такого компресора при повному міжступеневому охолодженні повітря можна підрахувати за формулою

$$N_e = \frac{2k}{k-1} p_1 Q_\phi \left(e^{\frac{k-1}{k} \frac{2k}{k-1}} - 1 \right), \quad (44)$$

де $h_{інд.ад}$ – індикаторний адіабатний ККД першого ступеня; $h_{мех}$ – загальний механічний ККД компресора.

7. РЕГУЛЮВАННЯ ПОДАЧІ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕСОРА

У разі, коли кількість споживачів стиснутого повітря, які живляться від однієї компресорної станції, змінюється в часі, виникає потреба регулювати подачу компресорів.

При збільшенні витрати повітря тиск як коло споживачів, так і біля компресорної станції зменшується, а при зниженні витрати тиск у мережі зростає. Отже, тиск стиснутого повітря на виході з компресорної станції є тим параметром, який визначає необхідність регулювання.

Подачу компресорів регулюють лише в бік зменшення. Збільшення подачі досягають за рахунок зростання кількості працюючих агрегатів.

Згідно з рівнянням (28) подачу поршневого компресора може бути змінено за рахунок зменшення об'єму, що описують поршні за один хід у робочих камерах, за рахунок зниження частоти обертання вала або при зменшенні коефіцієнта подачі компресора.

Перший спосіб регулювання використовують лише в дизель-компресорах, де можливо достатньо просто змінювати хід поршня.

Зменшення подачі шляхом зміни частоти обертання вала компресора можливо при використанні регульованого приводу (електричного або теплового) чи при застосуванні спеціальної передачі зі змінним передавальним відношенням, яку встановлюють між компресором та його приводом. Слід відзначити, що використання регульованого електропривода для поршневих компресорів малої та середньої подачі має сталу тенденцію до поширення.

Коефіцієнт подачі поршневого компресора може бути зміненим кількома способами – штучним збільшенням витоків повітря з робочих камер; зміною величини шкідливого простору в робочих камерах; дроселюванням потоку повітря, що засмоктує компресор.

Регулювання подачі шляхом штучного збільшення витоків

Штучне збільшення витоків повітря із робочих камер компресора можна досягти за рахунок того, що всмоктувальні клапани після закінчення фази всмоктування примусово залишають відкритими на протязі всього або частини ходу поршня. Примусове віджимання пластин всмоктувальних клапанів здійснюють спеціальним віджимним пристроєм, який приводиться в дію від регулятора подачі.

При віджиманні всмоктувальних клапанів на протязі всього ходу повітря, що надходить у циліндр, під час зворотного руху поршня виштовхується з нього через відкритий всмоктувальний клапан. Подача даної робочої камери дорівнює нулю.

Якщо всмоктувальний клапан утримувати у відкритому стані на частині ходу, то на початку зворотного руху поршня повітря виштовхується через відкритий клапан, а після закривання клапана розпочинається стискання. Змінюю-

чи момент закривання всмоктувального клапана можна плавно і економічно регулювати подачу компресора.

На рис. 12 наведені індикаторні діаграми для розглянутих випадків. Рис. 12, а ілюструє регулювання при віджиманні всмоктувального клапана на протязі всього ходу, на рис. 12, б зображені індикаторні діаграми при різних глибинах регулювання. На рис. 12, а пунктиром показана індикаторна діаграма робочої камери при нормальній роботі, а заштрихованою є дійсна індикаторна діаграма при віджатому всмоктувальному клапані. Площа останньої діаграми еквівалентна втратам енергії, що обумовлені аеродинамічним опором усмоктувального клапана.

Недоліком розглянутих способів регулювання є суттєве ускладнення конструкції компресора.

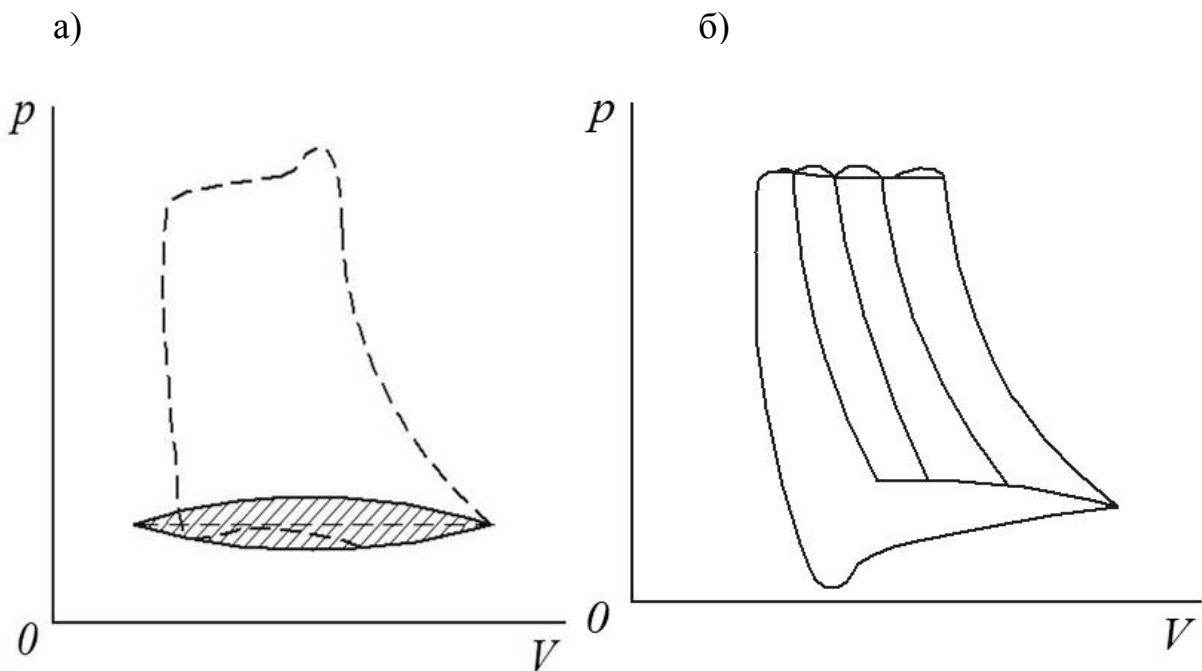


Рис. 12. Регулювання подачі компресора за рахунок віджимання всмоктувальних клапанів:

а – повне віджимання; б – віджимання на частині ходу

Другим методом регулювання за рахунок штучного збільшення витоків є автоматичний перепуск повітря із робочої камери до всмоктувального трубопроводу через спеціальний обвідний трубопровід (байпас), на якому встановлено клапан, що керується регулятором подачі. При відкритому байпасному клапані індикаторна діаграма порожнини, що байпасується, має такий самий вигляд, як і при відкритому всмоктувальному клапані.

Регулювання подачі зміною величини шкідливого простору

Згідно з рівнянням (24) збільшення шкідливого простору в циліндрі обумовлює зменшення об'ємного коефіцієнта, а отже, і подачі компресора.

На рис. 13 показана принципова схема компресора з таким регулятором подачі. Змінювання величини шкідливого простору виконують зазвичай підключенням до циліндра додаткових порожнин 2, які сполучають із шкідливим простором в ньому через спеціальні клапани 1, що керуються регулятором подачі. Об'єм додаткових порожнин розраховують так, щоб забезпечити зниження подачі на потрібну величину. Зазвичай таке регулювання дозволяє зменшити подачу компресора на 25, 50, 75 і 100 %. На рис. 14 зображені індикаторні діаграми одноступеневого компресора з різною величиною шкідливого простору.

При нормальній величині шкідливого простору V_M індикаторна діаграма позначена цифрами 1–2–3–4–1. Штучне збільшення шкідливого простору на величину $V_{\partial 1}$ викликає зміну індикаторної діаграми – лінії стискання 1–2' і розширення 3–4' проходять більш полого; об'єм повітря, що засмоктується в циліндр, зменшується до значення, яке визначається відрізком 4'–1.

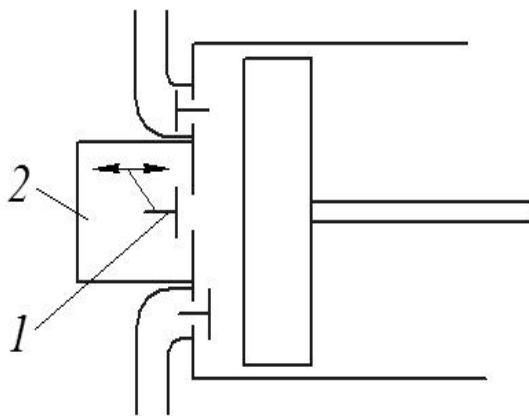


Рис. 13. Схема компресора з регулюванням подачі за рахунок змінювання шкідливого простору

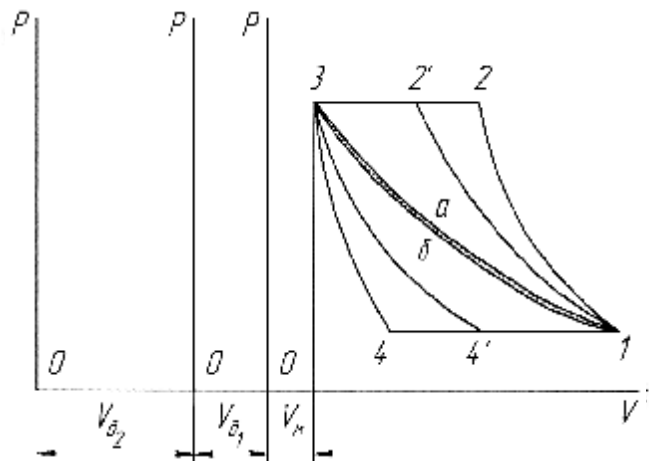


Рис. 14. Регулювання подачі компресора шляхом змінювання шкідливого простору

Збільшуючи шкідливий простір, можна досягти того, що подача компресора буде дорівнювати нулю. У цьому разі повітря, яке знаходиться в циліндрі, стискається за лінією 1–3 і розширюється за лінією 3–1. Фази всмоктування та виштовхування відсутні.

При регулюванні подачі поршневих компресорів шляхом віджимання всмоктувальних клапанів, байпасування робочих порожнин і підключення додаткового шкідливого простору відбувається зменшення споживаної потужності майже пропорційно зниженню подачі компресора (потужність зменшується

повільніше ніж подача через зростання питомої ваги механічних втрат, які залишаються незмінними при регулюванні).

Особливістю розглянутих методів є також те, що при регулюванні подачі двоступеневих компресорів їх необхідно застосовувати одночасно в циліндрах обох ступенів. Якщо ж при регулюванні зменшувати подачу лише ЦНТ, то тиск у проміжному охолоджувачі буде знижуватися і компресор поступово перейде на одноступеневе стискання в ЦВТ. У разі ж зменшення подачі лише ЦВТ тиск у охолоджувачі буде наростати і через певний час компресор перейде на одноступеневе стискання лише в ЦНТ. У обох випадках одноступеневе стискання є недопустимим.

Регулювання подачі шляхом дроселювання повітря перед компресором

Метод регулювання подачі шляхом дроселювання повітря перед компресором полягає в тому, що за рахунок штучного збільшення опору всмоктувального трубопроводу за допомогою регулювальної засувки зменшують тиск усмоктуваного повітря. Це викликає зростання с.п.т. і зниження подачі компресора (механізм зменшення подачі компресора через існування дросельних втрат тиску у всмоктувальному клапані розглянуто у п. 4).

Цей метод відрізняється виключною простотою. Він дозволяє плавно змінювати подачу поршневого компресора в межах від 100 до 0 % (при нульовій подачі регулювальна засувка повністю закрыта). Але водночас цей спосіб дуже неекономічний, адже зменшення подачі супроводжується зростанням споживаної потужності через додаткову витрату її на долання опору частково прикритої засувки. Серйозним недоліком методу є також зростання кінцевої температури стиснутого повітря через збільшення с.п.т. у циліндрі, яка в разі глибокого дроселювання може досягти небезпечного рівня.

8. КЛАСИФІКАЦІЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ОСОБЛИВОСТІ ПОРШНЕВИХ КОМПРЕСОРІВ

Залежно від роду стискуваного середовища компресори розділяють на повітряні, газові та парові (останні входять до складу пароконпресорних холодильних установок).

Залежно від кількості ступенів стискання поршневі компресори поділяють на одно- дво- та багатоступеневі. Повітряні компресори як правило одноступеневі, якщо їх розраховують на абсолютний кінцевий тиск до 0,5...0,6 МПа. При кінцевому тиску 0,6...1,2 МПа компресори мають два ступені стискання, а при більшому тиску нагнітання використовуються багатоступеневі компресори.

Залежно від кількості циліндрів у ступені компресори бувають одно- та багатациліндровими.

Залежно від розташування циліндрів їх також поділяють на вертикальні, горизонтальні, кутові (*V*-подібні, *W*-подібні, опозитні, у яких кут між осями циліндрів становить 180°).

Кожний ступінь компресора може бути одинарної (рис. 15, б) або подвійної (рис. 15, а) дії.

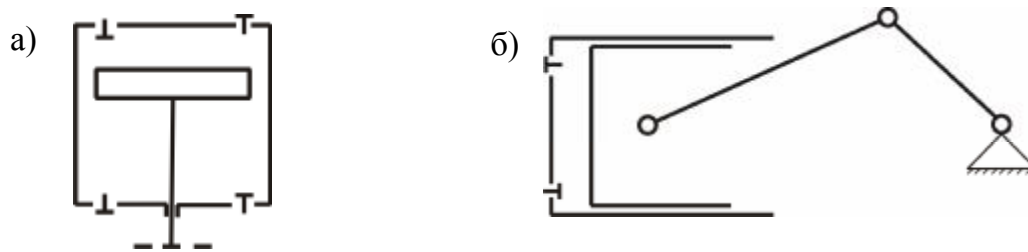


Рис. 15. Схеми поршневих компресорів:
а – подвійної дії; б – безкрейцкопфний

Залежно від схеми кривошипно-шатунної передачі компресори поділяють на крейцкопфні та безкрейцкопфні.

Схема крейцкопфного компресора показана на рис. 1. Особливістю такої машини є те, що в ній упродовж усього робочого циклу збігаються напрямки переміщення поршня та дії поршневої сили, що змушує поршень рухатися. Завдяки цьому в компресорі рівномірно зношуються дзеркало циліндра та поршневі ущільнювальні кільця. Це дозволяє також використовувати дискові поршні з невеликою висотою ($h < D$), що зменшує втрати на тертя. Такі компресори зазвичай мають циліндри подвійної дії, що облаштовані задньою кришкою з клапанами. За рахунок цього більш раціонально використовується внутрішній простір циліндра і збільшується майже вдвічі об'єм, що описує поршень за один цикл, а отже, зростає подача компресора при незмінних габаритах і частоті обертання вала. Вагомою перевагою крейцкопфних компресорів є можливість роздільного змащування поршня в циліндрі та інших пар тертя в механічній частині машини, зважаючи на те, що для змащування поршня використовують спеціальні компресорні мастила, вартість яких значно вища за вартість звичайних індустриальних масел. Крім того, в цих компресорах можливо контролювати витрату змащувальних мастил.

Недоліки крейцкопфних компресорів пов'язані з наявністю повзуна в їх конструкції. Це призводить до великих втрат енергії на тертя в цьому елементі і обумовлює тихохідність машин. Наслідком останнього є зростання габаритів машини певної подачі. Крім того, тихохідність компресора унеможлиблює безпосереднє з'єднання його вала з швидкохідним привідним двигуном – вона змушує використовувати знижувальну механічну передачу, зокрема ремінну, що викликає додаткове зростання габаритів установки.

Безкрейцкопфні компресори (рис. 15, б) не мають штока і повзуна, що значно спрощує конструкцію і робить їх швидкохідними, забезпечуючи мінімальні габарити установки. У той самий час безпосереднє шарнірне з'єднання поршня з шатуном призводить до того, що практично на протязі всього робочого циклу напрямок поршневої сили не збігається з напрямком переміщення поршня. Наслідком цього є поява обертальних моментів, які діють на поршень і викликають нерівномірне зношування контактуючих поверхонь циліндра і поршня. Крім того, дія цих моментів може призвести до перекосу та заклинюванню поршня.

Для запобігання останнього в цих компресорах використовують тронкові поршні, у яких висота $h > D$.

Найчастіше в безкрейцкопфних компресорах застосовують барботажне змащування всіх пар тертя компресорним мастилом, при якому не контролюється витрата мастила, а лише підтримується певний рівень його в картері.

Залежно від місцезнаходження під час експлуатації поршневі компресори бувають стаціонарними, що розміщують на спеціальному фундаменті, та пересувними, розташованими на рамі, придатній до транспортування.

Основними експлуатаційними характеристиками поршневого компресора є залежності подачі Q та потужності на валу N_B від ступеня підвищення тиску e . Типовий вигляд цих характеристик показано на рис. 16.

Для поршневих компресорів притаманна слабка залежність подачі від створюваного тиску, що є загальною об'єднуючою рисою всіх об'ємних нагнітачів.

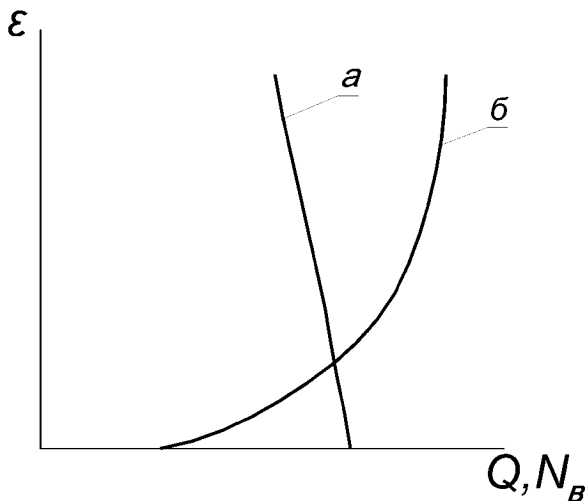


Рис. 16. Типовий вигляд експлуатаційних характеристик поршневого компресора
 $a - Q = f_1(e)$; $b - N_B = f_2(e)$

Така властивість дозволяє за допомогою цих машин отримувати високий тиск стиснутого повітря при малих подачах. З другого боку ця властивість вимагає облаштування поршневих компресорів (і взагалі всіх об'ємних нагнітачів) запобіжними клапанами для недопущення надмірного зростання створюваного тиску. Останнє пояснюється відсутністю природного обмеження величини створюваного тиску в цих машинах, як це має місце, зокрема, в лопатевих нагнітачах. При певному тиску в мережі запобіжний клапан відкривається і випускає надлишок повітря в атмосферу.

Зазначена тискова характеристика забезпечує стабільну роботу поршневого компресора на зовнішню мережу з будь-якою характеристикою.

Серйозний експлуатаційний недолік поршневих компресорів полягає в пульсуючій подачі стиснутого повітря до зовнішньої мережі. Це спричиняє появу там коливань тиску, які можуть викликати коливання трубопроводів і порушення герметичності мережі. Для згладжування коливань тиску на виході з компресорів встановлюють демпферні ємності – ресивери.

Характерними для поршневих компресорів є тихохідність, що обумовлена зворотно-поступальним рухом поршнів, і, як наслідок, великі габарити та маса на одиницю подачі.

Найбільш ненадійними елементами поршневих компресорів є клапани, що пояснюється дуже складними умовами їхньої роботи.

Поршневі компресори застосовують у різних галузях виробництва при необхідності значного збільшення тиску порівняно невеликої кількості газів (с.п.т. компресорів змінюється від кількох одиниць до кількох тисяч). Подача поршневих компресорів змінюється зазвичай від одиниць до кількох сотень м³ за хвилину.

9. РОТАЦІЙНІ КОМПРЕСОРИ

Ротаційні компресори – це досить широкий клас об'ємних компресорних машин, загальною рисою яких є обертальний рух витискувального органа.

Принцип дії ротаційного компресора найбільш наочно можна пояснити на прикладі пластинчастої машини, схема якої зображена на рис. 17.

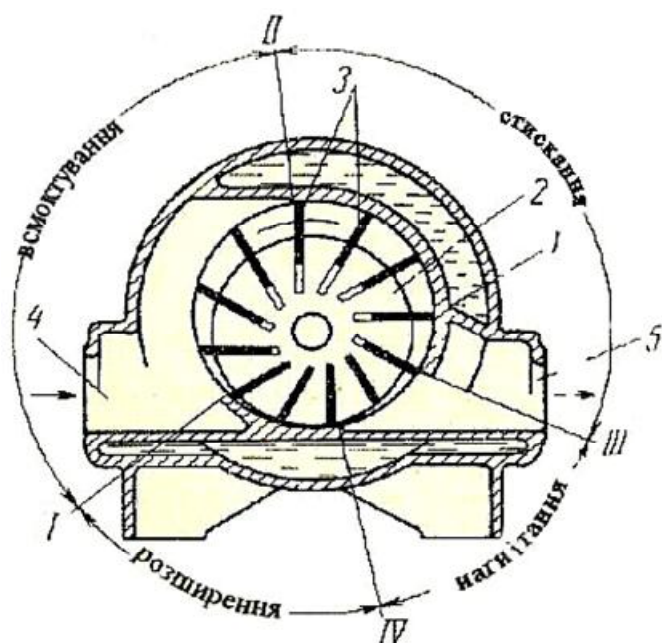


Рис. 17. Схема ротаційного компресора

Ротаційний пластинчастий компресор складається з корпусу 1, який має циліндричну розточку, де ексцентрично розташований ротор 2. Завдяки такому розміщенню ротора простір між його боковою поверхнею та поверхнею розточки в корпусі набуває серпоподібного вигляду. Уздовж бокової поверхні ротора зроблені радіальні або похилі пази, куди вільно вставлені пластини 3. При обертанні ротора пластини під дією відцентрової сили притискаються до стінки корпусу і розділяють серпоподібний простір на окремі камери. Якщо прослідкувати за об'ємом камер навколо ротора, то видно, що він зміню-

ється – на половині кола від місця, де ротор майже торкається стінки корпусу, до діаметрально протилежного місця з найбільшою відстанню між ротором і корпусом цей об'єм зростає, а на другій половині кола об'єм зменшується. У торцевих кришках корпусу зроблені вікна спеціальної форми, через одне з яких внутрішній простір компресора сполучається з усмоктувальним, а через друге – з нагнітальним патрубками.

На дузі кола I–II, де об'єм робочої камери поступово зростає, вивільнюваний простір через усмоктувальне вікно заповнюється повітрям – це зона всмоктування. При переході пластини через лінію II камера відокремлюється від усмоктувального вікна і при подальшому переміщенні ротора об'єм її зменшується – відбувається стиснення газу в камері. Цей процес закінчується в момент переходу пластини через лінію III, коли внутрішній об'єм камери з'єднується з

нагнітальним вікном (зона стискання II–III). Під час подальшого переміщення ротора стиснутий газ виштовхується із робочої камери, доки пластина не перейде через лінію IV, відокремлюючи камеру від нагнітального вікна (зона нагнітання III–IV). Защемлений газ, що залишається в камері після цього, розширюється на дузі IV–I, доки пластина не перейде через лінію I, з'єднуючи робочу камеру з усмоктувальним вікном.

Кількість защемленого повітря визначається зазором між ротором і корпусом на лінії IV і зазвичай не перевищує 1...2 % від максимального об'єму камери.

Як видно з опису роботи ротаційного компресора, процеси, що відбуваються в кожній його камері, схожі з робочим процесом поршневого компресора. Це дає підставу відобразити робочий процес ротаційного компресора за допомогою індикаторної $p - V$ -діаграми. Але між цими машинами існує і суттєва відмінність. Вона полягає в тому, що кожна фаза в циклі роботи ротаційного компресора розпочинається в момент переходу пластини через певну граничну лінію незалежно від співвідношення між тиском у камері та в середовищі зовні компресора, із яким ця камера з'єднується. Місцезнаходження граничних ліній визначається конструкцією машини. Якщо в поршковому компресорі, який має самодіючі клапани, ці тиски завжди майже однакові (різниця між ними обумовлена дросельними втратами тиску на клапанах), то в ротаційному компресорі можлива значна різниця між тиском повітря в нагнітальному патрубку і в робочій камері, а також між тисками у всмоктувальному патрубку та робочій камері в моменти з'єднання зазначених об'ємів між собою. Поява цієї різниці тисків є наслідком примусового газорозподілу в ротаційних компресорах, що робить можливою розбіжність між внутрішнім та зовнішнім с.п.т. компресора. Внутрішній або геометричний ступінь підвищення тиску e_r визначається відношен-

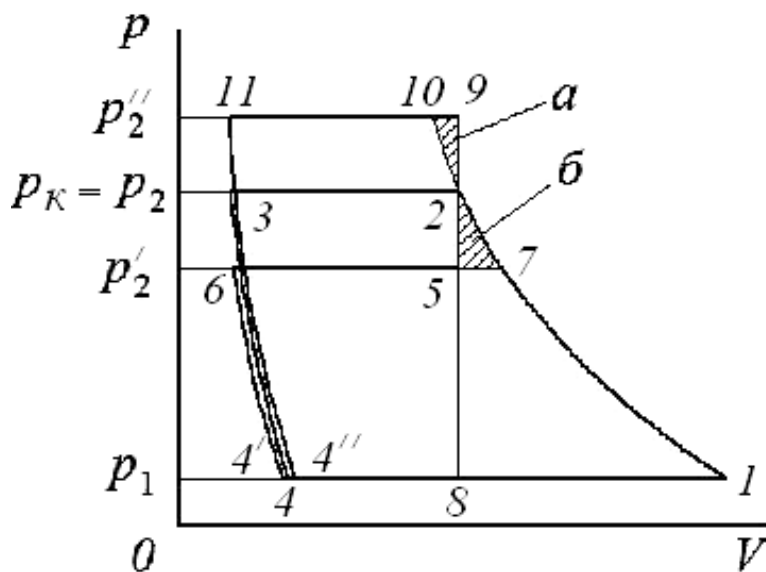


Рис. 18. Теоретичні індикаторні діаграми ротаційного компресора при різних тисках у нагнітальному патрубку

ням максимального об'єму робочої камери до її об'єму в момент з'єднання з нагнітальним патрубком. Зовнішній с.п.т. e_3 – це відношення абсолютних тисків повітря в нагнітальному p_2 та всмоктувальному p_1 патрубках компресора.

У разі, коли $e_3 = e_r$, кінцевий тиск стиснутого повітря в робочій камері p_k збігається з тиском p_2 , а індикаторна діаграма для довільної камери ротаційного компресора має такий

самий вигляд як і для поршневого компресора. На рис. 18 вона зображена площею 1–2–3–4–1, де лінія 4–1 відповідає фазі всмоктування, лінія 1–2 – фазі стикування, лінія 2–3 – фазі виштовхування, лінія 3–4 – фазі розширення заземленого повітря.

Якщо $e_3 < e_r$, то кінцевий тиск повітря в камері p_k перевищує тиск у нагнітальному патрубку p_2' . Це приводить до ізохорного вихлопу надлишкового повітря з камери в момент з'єднання її з нагнітальним вікном. Такий характер вирівнювання тиску в камері та нагнітальному патрубку пояснюється тим, що повітря з камери виходить практично зі швидкістю звуку, яка набагато перевищує швидкість змінювання об'єму камери, що обумовлена частотою обертання ротора. Індикаторна діаграма для цього випадку відповідає пл. 1–2–5–6–4'–1.

„Перетискання” повітря в робочих камерах ротаційного компресора викликає збільшення затрачуваної роботи в порівнянні з поршневим компресором на величину, що еквівалентна пл. 7–2–5–7. У крайньому випадку, коли ротаційний компресор працює на вихлоп у атмосферу, індикаторна діаграма його визначається площею 1–2–8–1.

У разі, коли $e_3 > e_r$, кінцевий тиск повітря в камері p_k менший ніж тиск у нагнітальному патрубку p_2'' . Через це в момент з'єднання її з нагнітальним вікном відбувається ізохорне дотискування повітря в камері газом, що надходить туди із нагнітального патрубка. Індикаторна діаграма для цього випадку зображується пл. 1–2–9–11–4''–1. Зворотний рух повітря, що дотискує газ у камері, обумовлює зростання витрачуваної роботи в ротаційному компресорі в порівнянні з поршневим на величину, еквівалентну пл. 2–9–10–2.

Отже, будь-яке відхилення фактичного робочого процесу ротаційного компресора від розрахункового викликає збільшення індикаторної роботи і відповідне зменшення його ККД.

Теоретична подача пластинчастого ротаційного компресора ($\text{м}^3/\text{с}$) без урахування об'єму, що займають пластини,

$$Q_T = c_{cp} F = 4pneB (R + e),$$

де $c_{cp} = 2p(R + e)n$ – середня швидкість руху пластини, що перетинає лінію II (рис. 17); $F = 2eB$ – площа зазору між ротором і корпусом при тому самому розташуванні пластини; n – частота обертання ротора; e – величина ексцентриситету; B – довжина пластини вздовж осі ротора; R – радіус ротора.

Оскільки частину об'єму, що обмежений лінією II, займають пластини, а також внаслідок витоків, нагрівання повітря, дросельних втрат тощо фактична подача компресора Q_{ϕ} менша за теоретичну

$$Q_{\phi} = I Q_T,$$

де I – коефіцієнт подачі.

Для пластинчастих компресорів $I = 0,55 \dots 0,85$.

Показник процесу стискання в ротаційних компресорах пластинчастого типу, який визначається за початковими та кінцевими параметрами повітря, зазвичай більший ніж у поршневих компресорах з тим самим зовнішнім с.п.т. Це пояснюється впливом тепла, що виділяється при терті пластин із стінками корпусу, яке через швидкоплинність процесу сприймається стискуваним газом. Якщо не застосовувати спеціальні заходи для зниження температури, цей показник дорівнює $1,45 \dots 1,60$, що обмежує граничний с.п.т. у одному ступені на рівні $3 \dots 4$. При необхідності більш значного підвищення тиску використовують двоступеневі компресори з проміжним охолодженням повітря.

Потужність на валу компресора, що розглядається, визначають за формулою (33). Для ротаційного пластинчастого компресора індикаторний адіабатний ККД становить $h_{інд.ад} = 0,65 \dots 0,85$, механічний ККД $h_{мех} = 0,85 \dots 0,92$.

Регулювання подачі ротаційних компресорів здійснюють за рахунок змінування частоти обертання ротора або шляхом дроселювання потоку на всмоктуванні.

Головними перевагами ротаційних компресорів є їх швидкохідність, яка обумовлена відсутністю частин, що рухаються зворотно-поступально; можливість безпосереднього з'єднання з валом швидкохідних електродвигунів; рівномірна подача стиснутого повітря в зовнішню мережу; відсутність клапанів.

Недоліком є дещо менші значення ККД та коефіцієнта подачі в порівнянні з поршневими компресорами.

10. ГВИНТОВІ КОМПРЕСОРИ

Найбільш поширеним різновидом ротаційних компресорів, що використовують у різних галузях виробництва, є гвинтовий. Він (рис.19) складається з корпусу 1, у циліндричних розточках якого обертаються два гвинтові ротори – ведучий 2 і ведений 3. Робочими камерами компресора є гвинтові канали між роторами і корпусом. Всмоктувальний 5 і нагнітальний 6 патрубки компресора розміщуються в торцевих кришках корпусу по діагоналі. Під час зростання об'єму робочої камери, що має місце при виході зуба ведучого гвинта із западини веденого, вона з'єднана з усмоктувальним патрубком і заповнюється повітрям (положення I). При подальшому обертанні роторів у певний момент часу порожнини, що заповнені повітрям, спочатку відокремлюються від усмоктувального патрубка (положення II), а потім зубці одного ротора поступово заповнюють западини іншого, зменшуючи тим самим об'єм, що займає повітря у каналі (положення III). Стискання газу відбувається доти, поки робоча камера не з'єднається з нагнітальним патрубком, куди виштовхується стиснуте повітря (положення IV).

Отже, робочий процес гвинтового компресора аналогічний робочому процесу ротаційного пластинчастого компресора, тобто в ньому тиск повітря на-

прикінці стискання в гвинтовому каналі не залежить від величини тиску в нагнітальному патрубку, а визначається лише конструкцією роторів і розташуванням нагнітального вікна.

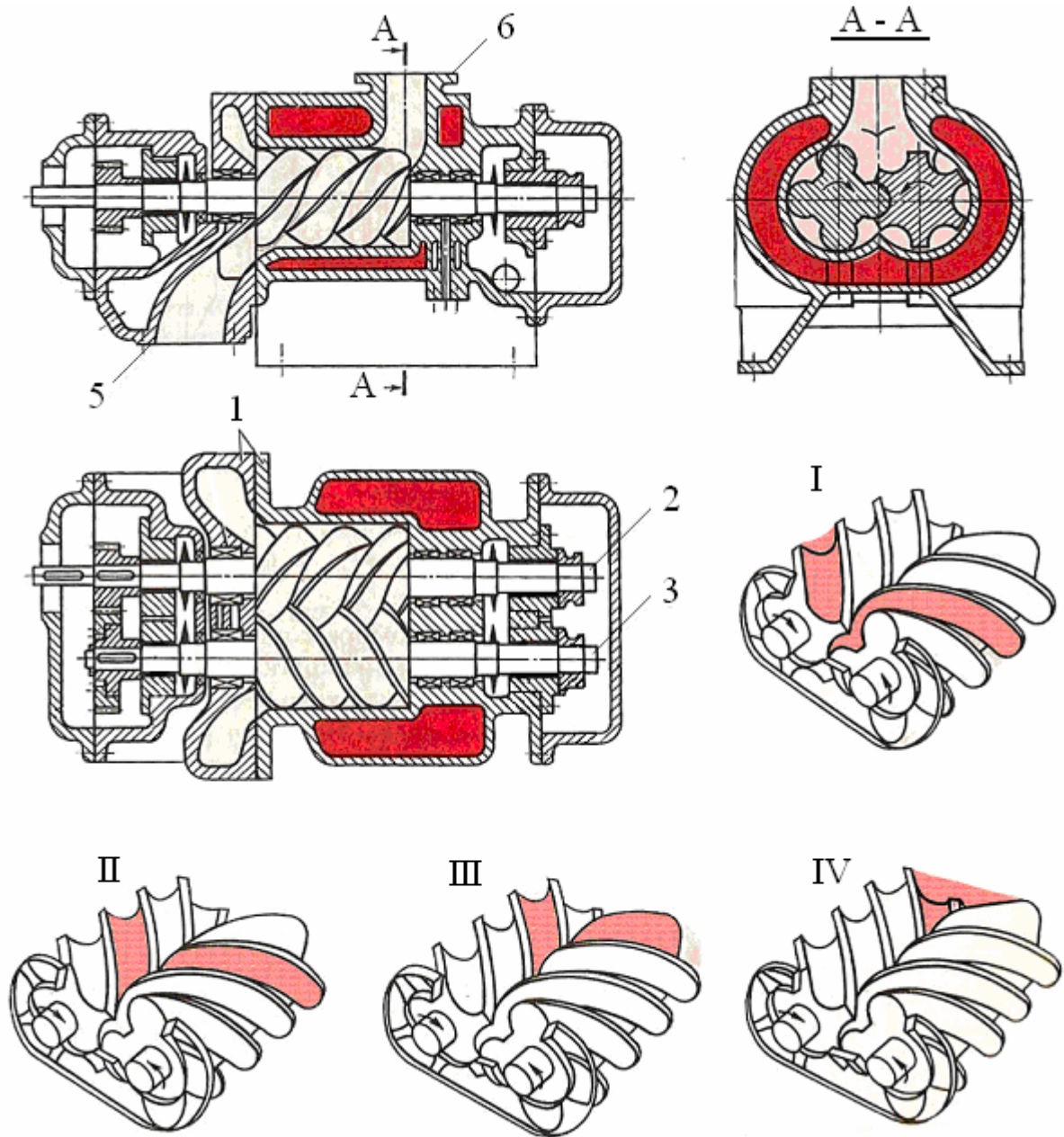


Рис. 19. Будова та принцип дії гвинтового компресора

Найбільше поширення отримали маслозаповнені гвинтові компресори, у робочу порожнину яких неперервно подається значна кількість мастила. Воно змащує місця контакту між роторами, ущільнює зазор між ними, а також між роторами та корпусом і виконує функцію охолоджувача стискуваного газу. Безпосередній контакт мастила з газом у робочій камері компресора забезпечує інтенсивний тепловідвід від газу, що стискається. Завдяки цьому ступінь підви-

щення тиску в маслозаповнених гвинтових компресорах становить $e = 6,6 \dots 11,0$, що дає змогу забезпечити одноступеневим компресором рівень тиску, достатній для живлення багатьох промислових споживачів пневмоенергії. Але це досягається за рахунок подачі у внутрішній простір компресора великої кількості мастила (до 8 кг мастила на 1кг стиснутого повітря). Через це такі компресорні установки облаштовують досить складною системою відділення мастила від повітряно-мастильної суміші, що надходить у нагнітальний патрубок компресора.

Маслозаповнені гвинтові компресори випускають на подачі від 0,6 до 95 м³/хв при номінальному тиску нагнітання від 0,65 до 1,1 МПа. Приводом компресорів є асинхронні трифазні короткозамкнені електродвигуни з номінальною частотою обертання (синхронною) 3000 об/хв (рідше 1500 об/хв). Компресори бувають як стаціонарними, так і пересувними.

Другим різновидом гвинтових компресорів є компресори “сухого” стиснення, у робочий простір яких мастило взагалі не подається. Це стає можливим завдяки тому, що гвинти у процесі роботи не контактують. Для підтримки певного зазору між гвинтами та синхронізації їхнього обертання ротори з'єднують між собою шестернями зв'язку. Такі компресори використовують для виробництва стиснутого повітря, вільного від мастила. Зменшення відносного впливу перетоків стиснутого газу через зазор між роторами на показники роботи безмасляних гвинтових компресорів досягають за рахунок збільшення частоти обертання роторів. Зазвичай вона становить 15000...17000 об/хв. Для забезпечення такої високої частоти обертання до складу компресорної установки включають мультиплікатор. Крім того, негативним наслідком високої частоти обертання роторів є виникнення великого рівня акустичного шуму при неприйнятному спектрі частот. Це змушує використовувати в установці спеціальні глушники.

Гвинтові повітряні стаціонарні безмасляні компресорні агрегати випускають на подачу від 7 до 72 м³/хв з номінальним тиском нагнітання 1,06 МПа (у двоступеневому варіанті).

Перевагами гвинтових компресорів є рівномірна подача стиснутого повітря і стабільна робота на зовнішню мережу з будь-якою характеристикою; малі маса та габарити на одиницю подачі, що суттєво менші в порівнянні з поршневи-ми компресорами, які мають таку саму подачу та тиск; повна динамічна урівноваженість машини; висока економічність та надійність роботи (адіабатний індикаторний ККД гвинтового компресора зазвичай $h_{інд.ад} = 0,82\dots 0,85$).

Використання гвинтових компресорів обмежується певною мірою через їх високу вартість, що обумовлена технологічною складністю та необхідністю забезпечення дуже високої точності при виготовленні гвинтів. Останнє особливо важливо для безмасляних агрегатів.

11. ВОДОКІЛЬЦЕВІ КОМПРЕСОРИ ТА ВАКУУМ-НАСОСИ

У багатьох галузях виробництва досить широко використовують водокільцеві компресорні машини. Будова такого агрегату схематично показана на рис. 20.

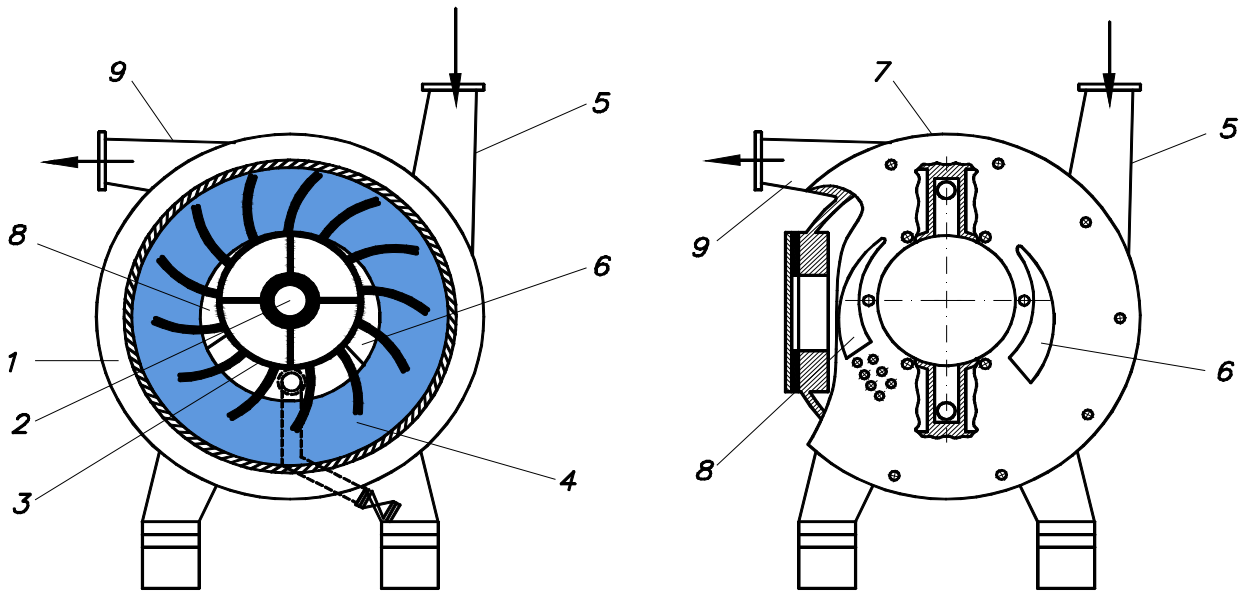


Рис. 20. Водокільцева компресорна машина

Ця машина має корпус 1 із циліндричною розточкою, у якій на валу 2 ексцентрично розташоване робоче колесо 3 з лопатками, що трохи загнуті вперед. Перед пуском корпус заповнюють водою приблизно до осі валу. При обертанні лопатки робочого колеса захоплюють воду, яка під дією відцентрових сил відкидається до стінок корпусу, що приводить до формування усередині машини водяного кільця (водяного тору) 4. Завдяки ексцентричному розташуванню робочого колеса, в місці, де воно найближче до стінки циліндра, водяне кільце контактує зі ступицею колеса; у діаметрально протилежному місці кільце максимально віддалене від ступиці колеса і зануреними в рідину залишаються лише кінці лопаток. Тобто вільний простір між внутрішньою поверхнею водяного кільця та поверхнею ступиці робочого колеса набуває серпоподібного вигляду. Цей простір ділиться лопатками колеса на окремі камери. При обертанні робочого колеса об'єм камер змінюється. На дузі, де цей об'єм зростає, робочі камери з'єднують з всмоктувальним патрубком 5 через вікна спеціальної форми 6, що зроблені в торцевих кришках корпусу 7. У цей час відбувається всмоктування газу в робочі камери. Воно закінчується в момент, коли камера відокремлюється від всмоктувальних вікон. При подальшому обертанні робочого колеса об'єм камери починає зменшуватися, що викликає спочатку стискання газу в ній, а потім і виштовхування його в нагнітальний патрубок 9 у час, коли робоча камера з'єднана з нагнітальними вікнами 8. Нагнітальні вікна мають спеціальну

форму, від якої суттєво залежать показники роботи машини. Вони розташовані в торцевих кришках корпусу. У цих кришках розміщують також опорні підшипники та сальникові ущільнення вала.

Наведений опис показує, що робота водокільцевих компресорних машин проходить аналогічно роботі ротаційних пластинчастих компресорів. У той самий час ці машини мають деякі важливі властивості. Їх конструкція проста, зношуються лише вал, підшипники та ущільнення вала. Тому ці машини дуже надійні та довговічні в роботі навіть при важких умовах експлуатації. Зокрема вони придатні для відсмоктування сильно забруднених механічними домішками газів та таких, що містять краплеподібну рідину завдяки відсутності металевого контакту між ротором та поверхнею циліндра. Ці машини не потребують змащування циліндра і виробляють стиснуте повітря, вільне від мастила. Вони приводяться в дію загальнопромисловими електродвигунами з номінальною частотою обертання від 750 до 1500 об/хв. При їх роботі не виникає значного шуму.

Одна з головних особливостей водокільцевих машин полягає в майже ізотермічному стисканні газу. Це досягається за рахунок того, що у внутрішній простір машини безперервно подається кількість рідини, яка дещо більша, ніж необхідна для створення водяного кільця. Надлишок води, що безпосередньо контактує з гарячим стискуваним газом і має найвищу температуру, скидається через нагнітальні вікна в нагнітальний трубопровід. Температура води при роботі машини підвищується за рахунок тепла газу, що нагрівається при стисканні, тепла, що створюється при вихровому русі води між лопатками, а також за рахунок тепла від тертя в ущільненнях. Охолоджувальна вода надходить у корпус через порожнину гідравлічних затворів сальників або (у великих машинах) у простір, де лопатки робочого колеса мінімально занурені у водяне кільце в кінці всмоктування газу до циліндра.

Указана особливість змушує використовувати в установках із водокільцевими машинами водовідділювачі, через які пропускають повітряно-водяну суміш, що виходить із нагнітального патрубка.

У невеликих вакуум-насосах водовідділювач встановлюють безпосередньо на нагнітальний патрубок.

Головний недолік водокільцевих компресорних машин полягає в низькій економічності, що обумовлено значною втратою потужності на підтримку водяного кільця – ізотермічний індикаторний ККД цих машин становить 30...40 % і лише у великих машинах він сягає 48...52 %. Другий недолік – це значна втрата води.

Найчастіше водокільцеві машини використовують як вакуум-насоси, зокрема в системах заливки відцентрових насосів. Ці машини випускають на подачу від 1,5 до 320 м³/хв. Максимальний вакуум, що може бути досягнутий у водокільцевому вакуум-наосі, визначається тиском насиченої пари води при її робочій температурі. Найбільш економічні ці машини при абсолютному тиску на всмоктуванні в межах 210...160 мм ртутного стовпчика, тобто при вакуумі 550...600 мм рт. ст., що становить 72...80 % від нормального атмосферного тиску 760 мм рт. ст.

Водокільцеві компресори мають номінальний абсолютний тиск нагнітання в межах 0,15...0,2 МПа (у одноступеневому виконанні).

12. ВІДЦЕНТРОВІ КОМПРЕСОРИ ТА ГАЗОДУВКИ

Серед компресорів турбінного типу найбільш поширеними є відцентрові компресори, які використовують у різних галузях виробництва в разі потреби значної кількості стиснутого повітря при порівняно невеликому тиску.

У конструктивному відношенні відцентрові компресори дуже схожі з секційними відцентровими насосами. Основним елементом турбокомпресора є ступінь, що складається з відцентрового робочого колеса 1 (рис. 21), дифузора 2 та зворотного спрямовального апарата 3 (у багатоступеневих машинах), по якому стиснуте повітря рухається до входу в наступне робоче колесо. Кінцевий ступінь замість зворотного апарата має вихідний пристрій – спіральну або кільцеву камеру.

Питома енергія, що передається потокові газу при обертанні робочого колеса (напір теоретичного турбокомпресора) визначається за рівняннями, одержаним в [1]

$$H_T = k_u \frac{1}{g} \left(u_2^2 - \frac{u_2 \operatorname{ctg} b_2}{\rho D_2 b_2} Q \right),$$

де u_2 – колова швидкість на виході з робочого колеса; D_2 і b_2 – діаметр робочого колеса і його ширина; b_2 – кут виходу лопатей робочого колеса; Q – об’ємна подача машини; k_u – коефіцієнт циркуляції.

З цього рівняння випливає, що при певних розмірах робочого колеса напір, створюваний лопатевою машиною, залежить від об’ємної подачі та частоти обертання вала.

У турбокомпресорі між робочим колесом і корпусом знаходяться порожнини, що заповнені повітрям. Воно, як і всі гази, є дуже поганим провідником тепла. Враховуючи це, а також швидкоплинність руху газу через міжлопатевий простір робочого колеса, можна з достатньою точністю вважати процес стискування газу в ступені турбокомпресора адіабатним.

Тоді з урахуванням незначної відмінності між абсолютними швидкостями потоку на вході та виході з робочого колеса, теоретична питома робота (Дж/кг), що витрачається в ступені турбокомпресора, і яка дорівнює питомій енергії, що передається потокові газу при обертанні робочого колеса, виходячи з (6), становить

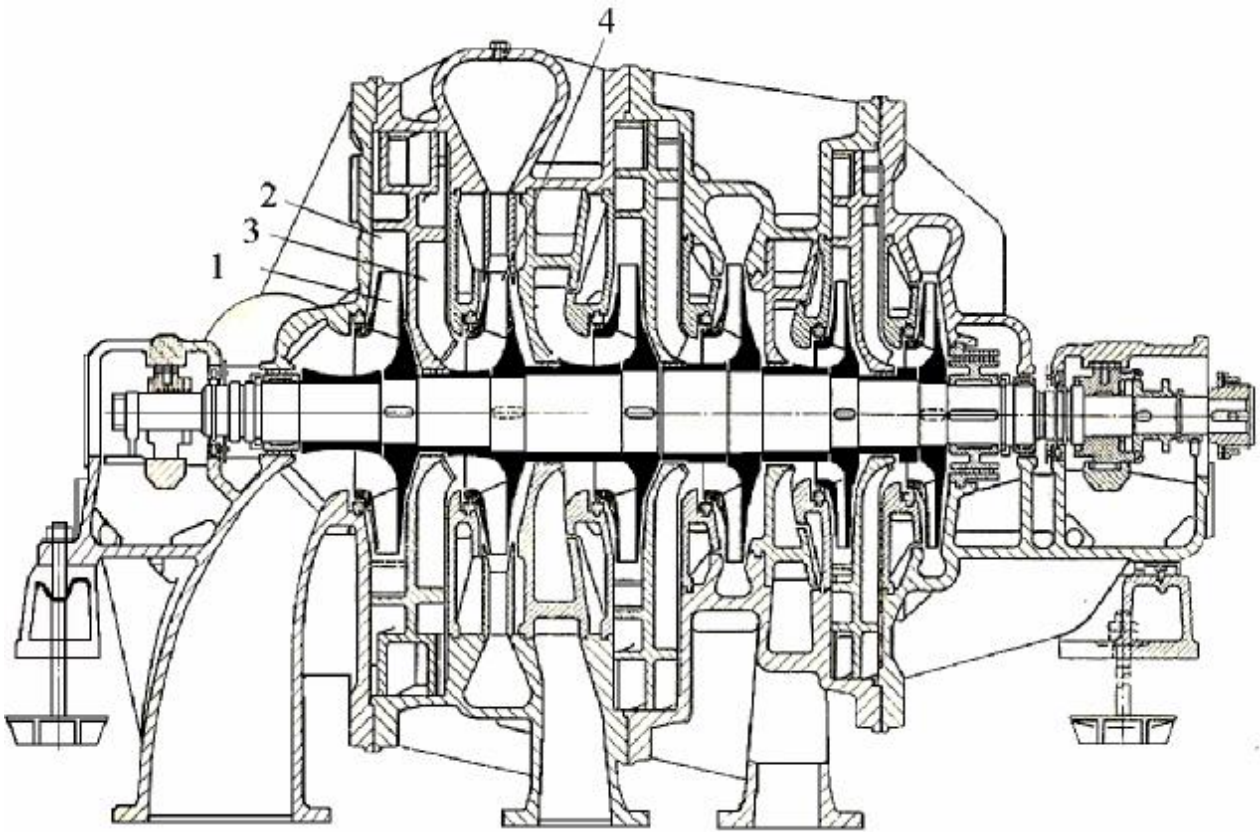


Рис. 21. Багатоступеневий відцентровий турбокомпресор

$$l_T = \int_{p_1}^{p_2} v dp = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left(e_T^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

де p_1 і p_2 – тиск газу на вході та виході з робочого колеса відповідно; $e_T = p_2 / p_1$ – с.п.т. ступеня в теоретичному процесі.

З урахуванням вищенаведених залежностей адіабатного процесу та рівняння стану ідеального газу маємо

$$l_T = \frac{k}{k-1} RT_1 \left(e_T^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = c_p (T_{2T} - T_1), \quad (44)$$

де T_1 – абсолютна початкова температура газу; T_{2T} – абсолютна температура газу на виході з теоретичного ступеня компресора.

Дійсний процес стисання газу в ступені турбокомпресора супроводжується додатковими витратами роботи на подолання аеродинамічного опору як про-

точної частини робочого колеса, так і нерухомих каналів ступеня. Ця додаткова робота безповоротно перетворюється на тепло, яке в умовах практичної теплової ізоляції робочого колеса не може бути відведеним до навколишнього середовища і сприймається стискуванням газом. Тобто фактичний процес стискання в робочому колесі турбокомпресора може розглядатися як умовний політропний процес з показником політропи $m > k$. У цьому разі питома робота, що витрачається безпосередньо на стискання газу в ступені – ефективна робота ступеня,

$$l_e = gH_e = \frac{m}{m-1} R(T_2 - T_1) = \frac{m}{m-1} RT_1 \left(e_{\phi}^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right), \quad (45)$$

де H_e – ефективний напір ступеня; T_2 – фактична кінцева абсолютна температура газу в ступені; e_{ϕ} – фактичний с.п.т. ступеня.

Повна питома робота, що передається потокові газу в ступені в реальних умовах,

$$l_{\Pi} = l_e + l_{on}, \quad (46)$$

де l_{on} – питома робота, що витрачається на подолання аеродинамічного опору елементів ступеня.

Для надання аналізу робочого процесу турбокомпресора наочності зобразимо його графічно. Для цього зручно використовувати s-T–систему координат (питома ентропія – абсолютна температура). З термодинаміки відомо, що площа під лінією процесу в цій системі координат еквівалентна питомому теплу процесу. Беручи до уваги, що права частина рівняння (44) формально визначає питома тепло ізобарного процесу, який відбувається при абсолютному тиску p_2 в інтервалі температур $T_1 - T_{2T}$, і величина якого еквівалентна площі, обмеженій лінією цього процесу (тобто ділянкою ізобари p_2 між температурами T_1 і T_{2T}) та віссю абсцис, приходимо до висновку, що названа площа еквівалентна теоретичній питомій роботі, яка витрачається в ступені турбокомпресора.

Графіки процесів стискання газу в ступені турбокомпресора наведені на рис. 22. На цьому рисунку точка 1 відповідає початковому стану газу на вході до ступеня. Лінія 1 – 2_T відображає оборотний адіабатний (ізоентропний) процес стискання в теоретичному ступені турбокомпресора, а точка 2_T – параметри стану газу на виході з цього ступеня. Площа 1-2_T-3-4-5-1 еквівалентна теоретичній питомій роботі в ступені.

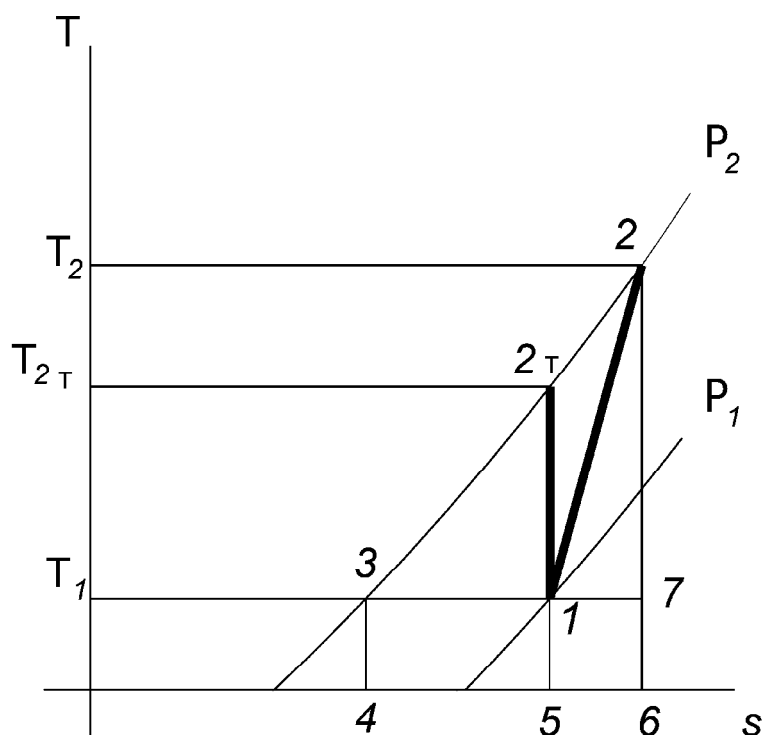


Рис. 22. Процеси стискання газу в ступені турбокомпресора

Процес стискання газу в дійсному ступені турбокомпресора з урахуванням опору його проточної частини відображає лінія 1–2. У загальному випадку вона не є прямою через те, що в реальних умовах стискання газу відбувається зі змінним показником процесу. Але в межах одного ступеня при певному об'ємі засмоктуваного газу зміна показника незначна, що дає підставу вважати його незмінним і лінію 1–2 вважати прямою.

Відповідно до формули (46) повна питома робота, що витрачається на стискання газу в ступені, складається з двох частин: роботи стискання або ефективної роботи ступеня і роботи, яка йде на подолання аеродинамічного опору ступеня. Ефективна робота ступеня на s–T–діаграмі еквівалентна площі 1-2-3-4-5-1. Температура газу на виході із ступеня

$$T_2 = T_1 e^{\frac{m-1}{\phi} m}$$

Тепло, що підводиться до газу під час стискання, дорівнює роботі, яка йде на додання аеродинамічного опору ступеня, і відповідає площі 1-2-6-5-1.

Отже, повна питома робота визначається площею 4-3-2-6-4. Величина цієї площі може бути визначена як робота умовного адіабатного процесу, що відбувається між температурами T_1 і T_2 і відображається на рисунку лінією 7–2.

Тоді значення повної питомої роботи може бути підраховане за формулою:

$$l_{\Pi} = \frac{k}{k-1} R (T_2 - T_1). \quad (47)$$

Аеродинамічну досконалість ступеня, згідно з загальною теорією лопатевих машин, визначають гідравлічним ККД, який відносно до турбокомпресорів має назву політропного ККД:

$$h_{\Pi} = \frac{l_e}{l_{\Pi}} = \frac{m(k-1)}{k(m-1)}. \quad (48)$$

Детальний аналіз внутрішніх процесів у ступені турбокомпресора показує, що наявність аеродинамічних опорів її елементів призводить до збільшення роботи стискання через зростання показника процесу, більш суттєвого підвищення температури стиснутого газу, викликає додаткову витрату енергії на привід, а також дещо зменшує с.п.т. у ступені при певній частоті обертання робочого колеса.

Напір, створюваний робочим колесом турбокомпресора, пропорційний квадрату колової швидкості на периферії колеса. Ця швидкість обмежується з міркувань міцності колеса та можливості отримання прийнятого ККД. У повітряних компресорах вона не перевищує зазвичай 350...400 м/с. При цьому теоретичний с.п.т. ступеня залежно від конструктивних особливостей робочого колеса становить 1,7...3,0. Отже, для одержання кінцевих надлишкових тисків повітря більших, ніж 0,07...0,2 МПа, потрібно використовувати багатоступеневі турбокомпресори, у яких стискуваний газ послідовно проходить через декілька ступенів. У такому компресорі (рис. 21) повітря з робочого колеса першого ступеня 1 потрапляє в дифузор 2 і далі через зворотний спрямувальний апарат 3 надходить до робочого колеса другого ступеня 4 і т. д.

У багатоступеневому турбокомпресорі масова транзитна витрата повітря через усі послідовно розташовані ступені однакова, а об'ємна витрата при переході з одного ступеня до наступного зменшується. Це пояснюється зростанням густини повітря внаслідок стискання його в попередньому ступені.

Об'ємна витрата газу на вході в ступінь є одним із основних параметрів, що визначає геометрію робочого колеса. Із теорії подібності лопатевих машин відомо, що для робочих коліс певного типу оптимальні режими роботи будуть мати місце лише в разі забезпечення повної геометричної подібності елементів ступеня та подібності трикутників швидкостей у всіх схожих його перерізах. В умовах зменшення об'ємної витрати на вході до наступного ступеня необхідно, виходячи з потреби додержання подібності трикутників швидкостей, відповідно знизити колову швидкість та ширину колеса на його вході, тобто треба послідовно від ступеня до ступеня зменшувати діаметри та ширину робочих коліс. На практиці для спрощення конструкції та здешевлення виготовлення агрегату за-

гальну кількість ступенів зазвичай поділяють на секції з двох-трьох ступенів, у межах яких діаметри робочих коліс залишаються однаковими, а зниження об'ємної витрати в послідовно розташованих ступенях секції компенсується за рахунок зменшення ширини коліс. Загальна с.п.т. багатоступеневого компресора дорівнює добутку с.п.т. його ступенів.

Різні ширина та діаметри робочих коліс є ознакою, що відрізняє відцентровий компресор від секційного відцентрового насоса, у якому всі робочі колеса мають однакові розміри внаслідок незмінності об'ємної витрати рідини через усі ступені (винятком є деякі насоси з більш широким колесом першого ступеня, завдяки чому поліпшується їх всмоктувальна здатність).

При однакових зовнішніх діаметрах робочих коліс однієї секції напір, а отже і робота стискування в усіх її ступенях, рівні. У той самий час температура повітря, що засмоктується, зростає від ступеня до ступеня. Це викликає поступове зменшення с.п.т. ступенів, адже з рівняння (45) випливає, що

$$e_i = \left(\frac{m-1}{m} \cdot \frac{gH_e}{RT_{pi}} + 1 \right)^{\frac{m}{m-1}}, \quad (49)$$

де T_{pi} – температура повітря, яке засмоктується в i -тий ступінь; e_i – с.п.т. цього ступеня.

Для збільшення с.п.т. багатоступеневого компресора потрібно охолоджувати повітря, що стискається. Таке охолодження приводить також до зменшення потужності на валу компресора.

У практиці турбокомпресоробудування використовують три схеми охолодження повітря в цих агрегатах:

1 – охолодження повітря в спеціальних проміжних повітроохолоджувачах, які розташовують поміж групами (секціями) неохолоджуваних ступенів турбокомпресора або поміж окремих ступенів;

2 – внутрішнє охолодження повітря в турбокомпресорі при русі його по нерухомих елементах ступеня (дифузору та зворотному спрямувальному апарату) за рахунок підведення охолоджувальної води до спеціальних порожнин (сорочок), що охоплюють ці елементи;

3 – охолодження повітря за рахунок уприскування води та подальшого випаровування її в потоці повітря поміж ступенями.

Найбільш поширене охолодження стиснутого повітря в зовнішніх проміжних теплообмінниках за допомогою води.

Частота обертання вала повітряних турбокомпресорів становить зазвичай 9000...12000 об/хв. Тому до складу агрегату входить, як правило, мультиплікатор, який забезпечує потрібну частоту обертання вала. Через велику частоту обертання робота турбокомпресора супроводжується значним аеродинамічним шумом. Велика частота обертання вала обумовлює появу певних конструктивних особливостей турбокомпресорів, які відбиваються на їхній експлуатації, зо-

крема обмежують кількість пусків агрегату та роблять недоцільним його використання в разі потреби частих зупинок.

Регулювання подачі турбокомпресорів здійснюють дроселюванням засмоктуюваного повітря.

Експлуатаційні характеристики відцентрових турбокомпресорів схожі з характеристиками швидкохідних відцентрових вентиляторів, зокрема їх напірні характеристики в зоні низьких подач мають максимум. Це робить можливою появу нестабільних режимів роботи компресорної установки. Для запобігання цього турбокомпресори, що працюють на мережу, витрата стиснутого повітря в якій змінюється в широкому діапазоні, облаштовують антипомпажним пристроєм, який забезпечує вихід частини стиснутого повітря назовні через спеціальний клапан при зростанні тиску в мережі до рівня, небезпечного з точки зору виникнення помпажу. У разі стабільної витрати стиснутого повітря в мережі потреби в антипомпажному захисті немає.

При необхідності одержання великої кількості стиснутого повітря з надлишковим тиском до 0,1...0,3 МПа використовують одно- або багатоступеневі повітродувки. На відміну від турбокомпресорів стискуваний газ у цих машинах не охолоджується, тобто вони являють собою одну секцію турбокомпресора.

КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Яке призначення компресорів?
2. Як класифікують компресори за способом стискання газу?
3. Які основні параметри характеризують компресор?
4. Схема будови та принцип дії одноступеневого поршневого компресора?
5. Який поршневий компресор вважають ідеальним?
6. Що являє собою індикаторна діаграма поршневого компресора та її призначення?
7. Що визначає вигляд індикаторної діаграми поршневого компресора?
8. Що розуміють під об'ємною подачею поршневого компресора?
9. Як визначають роботу, що виконує поршень ідеального поршневого компресора за один цикл?
10. Які процеси стискання газу можливі в поршковому компресорі і який з них є доцільним?
11. Що таке мертвий простір у циліндрі поршневого компресора і до чого призводить його наявність?
12. Як впливає шкідливий простір у циліндрі на подачу поршневого компресора?
13. Як впливає шкідливий простір у циліндрі на роботу за цикл та на економічність поршневого компресора?
14. Що таке коефіцієнт подачі поршневого компресора і які фактори впливають на його величину?

15. Який вигляд має індикаторна діаграма реального поршневого компресора і які основні чинники обумовлюють її відмінність від теоретичної діаграми?
16. Що таке індикаторний ККД поршневого компресора і які з цих ККД вживають на практиці?
17. Як підраховують внутрішню роботу поршневого компресора та потужність на його валу?
18. Що таке ступінь підвищення тиску і які фактори обмежують його величину в одноступеневому поршневому компресорі?
19. Яка причина використання багатоступеневого стискання газу в поршневих компресорах?
20. Яку будову має двоступеневий поршневий компресор і який вигляд має його індикаторна діаграма?
21. Які позитивні наслідки має міжступеневе охолодження газу в двоступеневому поршневому компресорі?
22. Який розподіл загального с.п.т. поршневого компресора між ступенями є найбільш вигідним?
23. У який спосіб забезпечують необхідний розподіл загального с.п.т. поршневого компресора між ступенями?
24. У чому полягає особливість роботи двоступеневого поршневого компресора при відхиленні параметрів його роботи від номінальних значень?
25. Як підраховують потужність на валу двоступеневого поршневого компресора?
26. Які існують методи регулювання подачі поршневого компресора?
27. Які переваги та недоліки притаманні крейцкопфним поршневим компресорам?
28. Які конструктивні та експлуатаційні властивості мають безкрейцкопфні поршневі компресори?
29. Як побудований та працює пластинчатий ротаційний компресор?
30. У чому полягає головна відмінність робочого процесу ротаційного компресора від робочого процесу поршневого компресора?
31. Які наслідки має незбіжність зовнішнього та внутрішнього с.п.т. ротаційного компресора?
32. Як побудований та працює гвинтовий компресор?
33. Які конструктивні та експлуатаційні особливості має маслозаповнений гвинтовий компресор?
34. Які конструктивні та експлуатаційні властивості має гвинтовий компресор „сухого“ стискання?
35. Як побудований та працює водокільцевий вакуум-насос?
36. Які конструктивні та експлуатаційні особливості притаманні водокільцевим вакуум-насосам і компресорам?
37. Які конструктивні та експлуатаційні особливості має відцентровий компресор?
38. Як визначають роботу, що підводиться до газу в ідеальному ступені турбокомпресора, і як вона подається графічно?

39. Які фактори обумовлюють відмінність фактичного процесу стискання газу в ступені турбокомпресора від ідеального?
40. Який показник визначає енергетичну досконалість ступеня турбокомпресора?
41. Чим обмежується с.п.т. ступеня турбокомпресора?
42. Чим пояснюється необхідність міжступеневого охолодження газу в багатоступеневому турбокомпресорі та які позитивні наслідки воно має?
43. Якими способами охолоджують газ між ступенями турбокомпресора?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Холоменюк, М.В. Насосні та вентиляторні установки [Текст]: навч. посібник для студ. вищих закл. освіти / М.В.Холоменюк – Д.: Національний гірничий університет, 2005. – 330 с.
2. Цейтлин, Ю.А. Пневматические установки шахт [Текст] / Ю.А.Цейтлин, В.А.Мурзин – М.: Недра, 1985. – 351 с.

Навчальне видання

Холоменюк Михайло Васильович

КОМПРЕСОРНІ УСТАНОВКИ

Навчальний посібник

Редактор Є.М. Ільченко

Підп. до друку 30.04.2013 . Формат 30×42/4
Папір офсетний. Ризографія. Ум. друк. арк. 3.
Обл.-вид. арк. 3,9. Тираж 50 пр. Зам. №

Підготовлено до друку та видруковано
у Державному вищому навчальному закладі
„Національний гірничий університет“.
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
ДК № 1842 від 11.06.2004.

49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.