

12. ТЕРМОДИНАМІКА ПРОЦЕСІВ НАГНІТАННЯ ГАЗІВ ТА ПАРІВ

- Компресорні машини: призначення та класифікація
- Об'ємні та динамічні компресори: принципові схеми
- Термодинаміка ідеального компресорного циклу
- Термодинаміка робочих процесів реальних компресорів
- Термодинамічні особливості окремих видів компресорів

У різних галузях економіки досить широко застосовують стиснуте повітря та стиснуті гази. Гази або повітря підвищеного тиску (до 5 МПа) знаходять використання у самих різних областях техніки: у двигунах, що працюють на стиснутому повітрі; пневматичних інструментах для клепаання, свердління, чеканки; повітряних ковальських молотках; пристроях для очищення литва тощо. Стиснуте повітря використовують для транспортування сипучих тіл, перемішування матеріалів, сепарації пилу тощо. Воно достатньо часто застосовується у металургії для піддування у доменних і мартенівських печах, вагранках, нагрівних та термічних печах.

Оскільки стиснуті гази є акумулятором роботи, то для їх отримання спочатку необхідно затратити роботу у спеціальних машинах – так званих компресорах та нагнітачах. Типи та конструкції компресорів різноманітні, але термодинамічні процеси в них достатньо схожі, тому на початку подамо укрупнену класифікацію та опишемо принципові конструктивні схеми їх основних видів, а потім більш детально розглянемо основні термодинамічні робочі процеси, які здійснюються у них.

Необхідно відмітити, що в літературі також додатково використовують поняття “газодувні” або “компресорні машини”. Нами буде використовуватись термін “компресори”.

12.1. Компресорні машини: призначення та класифікація

Компресором називають машину для стиснення і переміщення газів та пари. Виконання цих процесів у компресорній машині зазвичай передбачає реалізацію таких цілей:

- 1) створення запасу енергії для подальшого виконання роботи (пневматичні гальма автомобілів, локомотивів та інших рухомих об'єктів, пристрої для переміщення під водою);
- 2) підняття температури газу з подальшим відведенням теплоти (холодильні установки);
- 3) забезпечення компактного зберігання газу (газобалонні станції).

Стиснення здійснюється при виконанні **нагнітання** – сукупності процесів, за допомогою яких досягається підвищення тиску газоподібних тіл і наступною їх подачею до місця використання.

Процеси транспортування газів, на відміну від транспортування краплинних рідин, характеризуються низкою специфічних обставин. Насамперед гази є стискуваними тілами, а оскільки рухомою силою переміщення таких середовищ є різниця тисків, то процеси транспортування газів органічно пов'язані з процесами їх стискання, які є насам-

перед, термодинамічними процесами. Тому і теоретично, і практично процеси перенесення газів розглядаються одночасно з термодинамікою їх стиснення.

Узагальнений термін **компресорна машина** стосується, власне, компресорів, вентиляторів та вакуумних насосів. Всі вони призначені для нагнітання газів з області низького в область високого тиску і класифікуються залежно від степеня підвищення тиску робочого тіла (π) – відношення кінцевого тиску газу на виході з машини до початкового тиску на вході до неї. Компресори працюють в оптимальному режимі при $\pi > 3,0$. При значеннях $\pi < 1,1 \dots 1,2$, компресори без охолодження можуть називати повітрорудувками, нагнітачами або продувними насосами. Вентилятори, на відміну від інших компресорних машин, працюють майже без підвищення тиску (в оптимальному режимі $\pi = 1 \dots 1,15$) і тому їх основною задачею є переміщення газів. Вакуум-насоси призначені для видалення газів і пари з посудин за тиску в них менше атмосферного. Степінь підвищення тиску насосів може бути високим, але кінцевий тиск у них, як правило, дорівнює атмосферному.

Окрім такої якісної ознаки як степінь підвищення тиску, компресори можна класифікувати також за досить широкою низкою функціональних або конструктивних ознак, наприклад, за:

- 1) **галуззю виробництва**, для якого вони призначені – хімічні, енергетичні, холодильні, загального призначення тощо;
- 2) **видом стиснуваного середовища** – повітряні, азотні, етиленові, кисневі, аміачні, фреонові, вуглекислотні і т.д.;
- 3) **числом циліндрів** (для поршневих) – одно- та багаточиліндрові;
- 4) **тиском всмоктування** – нормальні (тиск всмоктування рівний атмосферному) та дожимні (тиск більший атмосферного);
- 5) **видом приводу** – механічні (від трансмісії, валів, локомотивних осей тощо); електричні (переважно від двигунів змінного струму); паросилові (від парової машини чи турбіни); газотурбінні; від двигуна внутрішнього згорання та газомоторні (єдина конструкція “газовий двигун–компресор”);
- 6) **числом ступенів послідовного стиснення** – одно- та багатоступінчаті;
- 7) **розташуванням агрегата** або умов експлуатації – стаціонарні (встановлені на нерухомому масивному фундаменті); транспортні або рухомі (переміщуються зі своєю фундаментною рамою або на спеціальному візку), автономні;
- 8) **наявністю охолодження**: неоохолоджувані – без штучного охолодження; охолоджувані водою або повітрям, охолоджувані впорскуванням рідини у стиснуване тіло;
- 9) **величиною тиску** – вакуум-компресори (видаляють газ із простору, де тиск нижче атмосферного і нагнітають у простір, де він рівний або вищий атмосферного); вентилятори (тиск нагнітання до 0,01 МПа); газодувні (тиск нагнітання від 0,01 до 0,15 МПа); власне компресори (тиск нагнітання від 0,15 МПа і більше).

У свою чергу, компресори залежно від створюваного тиску поділяються на компресори низького (0,15–1 МПа); середнього (1–10 МПа); високого (>10 МПа) та надвисокого тиску (> 100 МПа);

10) **конструкцією і принципом роботи**. Ці ознаки дають найбільш повне охоплення існуючих варіантів компресорних машин. За фізичним принципом роботи, виділяють компресори об’ємного та динамічного типів, а їх класифікація за конструктивним виконанням ще значно ширша (див. рис. 12.1).

У об’ємних компресорах, які працюють за принципом витискання, певну кількість газу обмежують у робочій камері, а потім зменшують його об’єм за рахунок переміщення однієї рухомої стінки, в силу чого тиск газу зростає, після чого робоча камера з’єднується з відвідним (нагнітаючим) трубопроводом. При стисненні газ залишається майже нерухо-

мим, сили інерції у ньому не проявляються (саме тому їх називають компресори *статичного стиснення*). Характерна особливість – періодичність робочого процесу.



Рис. 12.1 – Класифікація компресорів основних видів

У динамічних компресорах газ попадає на робочий орган, що надає йому кінетичну енергію, яка на виході перетворюється на потенціальну. Перетворення енергії можна умовно розділити на два етапи: на першому газу надається кінетична енергія, на другому – потік гальмується і кінетична енергія перетворюється на потенціальну. Ці два етапи можуть здійснюватися і одночасно. Характерна особливість – неперервність робочого процесу.

Для отримання високих тисків за невеликої продуктивності використовують переважно компресори об'ємного типу (за винятком компресора Рутса роторно-шестеренчастої конструкції, який характеризується досить низьким тиском – до 1,6 бар), а для отримання великих витрат за відносно низького тиску – компресори динамічного типу.

Таблиця 12.1 – Основні характеристики компресорних машин

Тип компресорних машин		Призначення	Об'ємна подача, м ³ /год	Степінь підвищення тиску	Частота обертання, хв ⁻¹
Статичні (об'ємні)	Поршневі	Вакуум-насоси	0–100	1,15–50	60–1500
		Компресори	0–500	2,5–1000	100–3000
	Роторні	Вакуум-насоси	0–100	1,15–50	250–6000
		Газодувки	0–500	1,15–3	300–15000
		Компресори	0–500	3–12	300–15000
Динамічні (лопатні)	Радіальні (або відцентрові)	Вентилятори	0–6000	1–1,15	300–3000
		Газодувки	0–5000	1,15–3	300–3000
		Компресори	100–4000	3–20	1500–45000
	Осьові	Вентилятори	50–10000	1–1,04	750–10000
		Компресори	100–15000	2–20	500–20000

Основаними параметрами, що характеризують роботу компресорів, є **об'ємна подача** або **продуктивність** (визначається, як правило, при тиску всмоктування); **початковий і кінцевий тиски** або їх відношення – **ступінь підвищення тиску**; **частота обертання** та **потужність на валу**.

Орієнтовні значення основних параметрів компресорних машин різних типів, що використовуються у промисловості, наведені у таблиці 12.1. Однак, незважаючи на значну різноманітність класифікаційних ознак, для термодинамічного аналізу найбільш цікавою та достатньою є класифікація, в основу якої покладений метод стиснення (рис. 12.2).

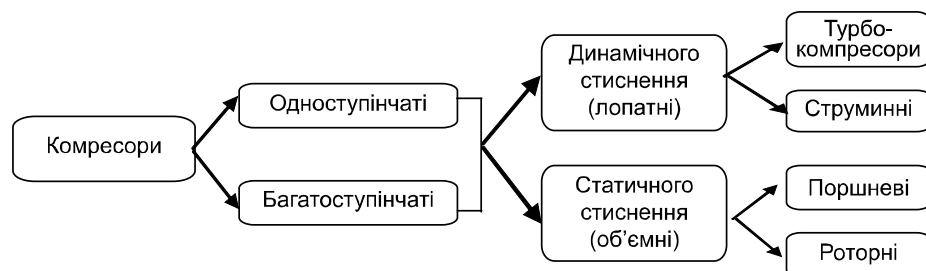


Рис. 12.2 – Класифікація компресорів за принципом роботи

Відповідно до цієї класифікації, залежно від способу стиснення, як уже зазначалося, виділяють компресори двох типів: статичного стиснення (їх ще називають об'ємними), які в свою чергу розділяють на дві основні групи – поршневі та роторні (ротаційні), – вони стискають газ завдяки руху поршнів або рухомих лопатей, що посаджені на обертові ротори, і динамічного стиснення (лопатні), що стискають газ завдяки надання йому спочатку великої швидкості, а потім у спеціальних нерухомих каналах (дифузорах) перетворюють зовнішню кінетичну енергію руху на внутрішню потенціальну, що приводить до зростання як тиску, так і температури. Серед компресорів динамічного стиснення розділяють доцентрові (радіальні) – з радіальним напрямом руху робочого тіла; осьові (аксіальні) – з осьовим переміщенням робочого тіла; різні лопатні турбокомпресори (діагональні, вихрові). Також до них, умовно можна віднести струминні компресори (ежектори, аспіратори), не дивлячись на те, що в цих агрегатах відсутні будь-які обертові частини, оскільки вони використовують кінетичну енергію попередньо прискореного осьового потоку робочого тіла для підсмоктування і стиснення газу низького тиску.



Машини у процесі роботи утворюють так званий компресорний цикл, який супроводжується затратою механічної енергії на стиснення, тобто він є оберненим. Процеси стиснення у них є принципово однакові, незважаючи на значну різноманітність компресорів і їх конструктивних особливостей. Ще однією особливістю компресорного циклу є те, що він відображає відкриту термодинамічну систему.

Оскільки характер зміни тиску і температури при роботі компресора є циклічним, іноді говорять про його “робочий цикл”. Цей вираз не рекомендується до використання, тому що у термодинаміці циклом називають замкнутий процес, який характеризується поверненням тіл у вихідний стан, а у компресорі здійснюється розімкнутий процес зміни стану стиснутої порції газу. Однак при термодинамічному аналізі можна вважати, що робочий процес у компресорі є замкнутим – у подальшому буде встановлено, що це припущення не має впливу на результати аналізу.

Встановлення умов, за яких досягається найбільша ефективність роботи компресорів є основною задачею їх термодинамічного аналізу, тому для формулювання цих умов розглянемо принцип дії типових представників виділених груп.

12.2. Об'ємні та динамічні компресори: принципові схеми

Серед найбільш поширених типових представників компресорів статичного та динамічного стиснення можна виділити, відповідно, поршневі і роторні та турбінні і струминні компресори. Опис принципових конструктивних схем і їх роботи допоможе уявити нам суть термодинамічних процесів, які відбуваються у них.

1. Поршневі компресори. Принцип дії поршневого компресора полягає у наступному (рис. 12.3, а): у циліндрі 1 рухається поршень 2, який здійснює зворотно-поступальний рух. Коли поршень рухається зліва направо відбувається всмоктування робочого тіла (при цьому клапан 3 відкритий за практично постійного тиску (зокрема, якщо в компресорі стискується атмосферне повітря, то протягом процесу всмоктування його тиск у циліндрі дещо нижчий атмосферного). Після цього, як поршень дійде до правого крайнього положення, процес всмоктування закінчується, клапан 3 закривається, і поршень починає рухатись у зворотному напрямку – справа наліво. Тиск газу в циліндрі збільшується. Коли тиск газу досягне значення, яке дещо більше тиску у резервуарі, в який подається газ, відкривається клапан 4, і стиснутий газ поступає у цей резервуар. Підійшовши до лівого крайнього положення, поршень знову починає рухатись зліва направо, і процес повторюється. Таким чином, при роботі компресора відбувається циклічне наповнення робочої камери і виштовхування з неї порцій робочого тіла.

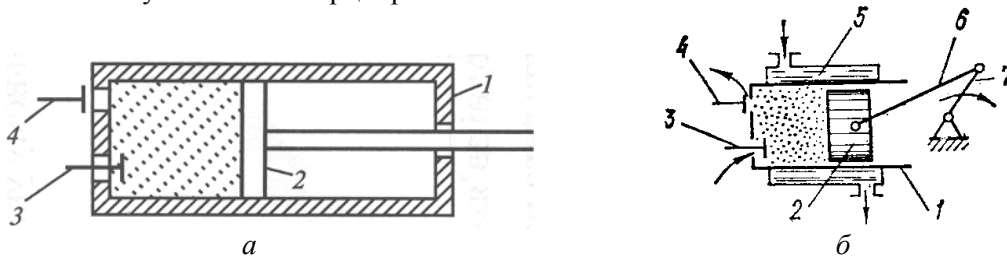


Рис. 12.3 – Конструктивна схема поршневого компресора

Поршню надається зворотно-поступальний рух через кривошипно-шатунний механізм 6 та колінчастий вал 7 (рис. 12.3, б) від зовнішнього джерела роботи. Для покращення тепловідведення, циліндр 1 виконують пустотілим, з циркуляцією холодоагента 5 (вода чи мастило). Крайні положення поршня називають **мертвими точками**, а відстань між ними – **ходом поршня**. Розрізняють дві мертві точки: **верхню** (ВМТ) – крайнє праве і **нижню** (НМТ) – крайнє ліве положення (назви склались історично – для вертикального розміщення циліндра). Об'єм, що утворюється поршнем між мертвими точками називають робочим об'ємом циліндра V_h і який рівний добутку площі поршня на його хід.

Спосіб дії поршневого компресора, заснований на витисканні газу поршнем, дозволяє проектувати конструкції з невеликим діаметром і ходом поршня, які створюють високий тиск за відносно малої об'ємної подачі. У різних конструктивних схемах поршневих компресорів процеси у рухомих камерах практично аналогічні і відрізняються тільки кінематикою руху поршня та органами газорозподілу.

Поршневі компресори є найбільш поширеними і використовуються, коли необхідні невеликі подачі при будь-яких тисках. Це можуть бути мікро-, міні- та середні компресори, продуктивністю до $0,1 \text{ м}^3/\text{с}$, а також й інші машини невеликої подачі, але з тисками у межах 100–350 МПа.

2. Роторні компресори. У роторному компресорі роль поршня виконує ротор. На рис. 12.4 наведена схема одного із видів роторних компресорів – пластинчастого (шиберного) компресора.

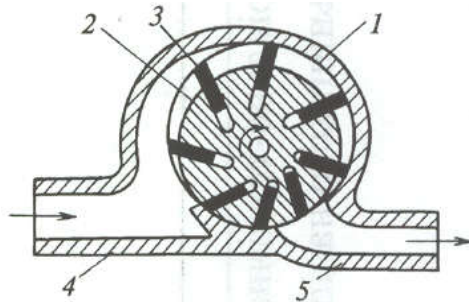


Рис. 12.4 – Схема конструкції роторного компресора

У корпусі компресора 1 обертається ротор 2, який розташований відносно нього ексцентрично. У тілі ротора виконані пази, в яких вільно ковзають пластинки 3, що під дією відцентрової сили завжди притиснуті до стінки корпусу. Через вхідний патрубок 4, у корпус компресора поступає газ із резервуара низького тиску. Порція газу, яка знаходиться між двома сусідніми пластинками, стискається, оскільки, як видно із рис. 12.4, об'єм цього газу зменшується при обертанні ротора за рахунок його ексцентричності відносно корпусу. Стиснутий газ викидається у вихідний патрубок 5.

Як зрозуміло зі схеми, принцип дії роторного компресора аналогічний принципу дії поршневого – в обох випадках стиснення газу здійснюється за рахунок зменшення об'єму, в якому він замкнутий.

Вал роторного компресора може з'єднуватись з валом приводного двигуна без редуктора, що зумовлює компактність і невелику масу установки в цілому. Регулювання продуктивності цих компресорів здійснюється шляхом зміни частоти обертів ротора.

3. Турбокомпресори. Якісно інший принцип дії закладений в основу лопатних турбокомпресорів, які, як уже зазначалося, розділяються на радіальні доцентрові або відцентрові та осьові (або аксіальні).

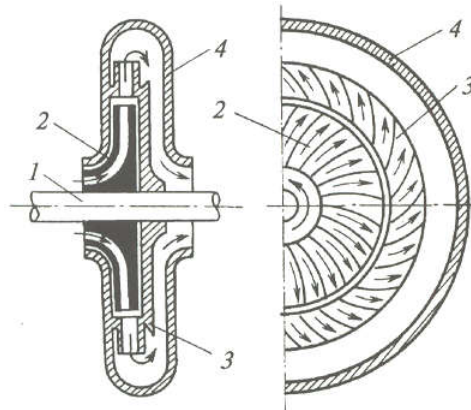


Рис. 12.5 – Схема дії доцентрового компресора

Принцип дії лопатних компресорів аналогічний дії доцентрового насоса і зрозумілий із схеми доцентрового компресора (рис. 12.5). На валу 1 закріплений диск 2, що обладнаний робочими лопатками. Вал з диском обертається, і газ, що всмоктується через вхідний патрубок (на рис. 12.5 зліва) і поступає у зазор між лопатками, захоплюється ними та набуває високої швидкості – обертання диска надає йому велику кінетичну енергію. В подальшому цей газ, який має велику швидкість, поступає у дифузор 3, лопатки якого закріплені у нерухомому корпусі 4 компресора. У дифузорі швидкість газу зменшується, і за рахунок гальмування його кінетична енергія перетворюється на потенціальну енергію тиску. Газ високого тиску відводиться через вихідний патрубок.

Вал доцентрового компресора з'єднаний з валом приводного двигуна (електродвигун, парова турбіна) безпосередньо або через механічну передачу, яка збільшує частоту обертів вала компресора, завдяки чому досягається зменшення розмірів компресора, зниження його маси та вартості.

В осьовому компресорі газ, попадаючи у прийомний патрубок, переміщується вздовж осі і стискається у декількох ступенях, які складаються із масивного ротора з нанесеними на нього лопатками та напрямних апаратів. Через напірний патрубок газ витісняється у трубопровід, що іде до споживача. У цих компресорах шлях стиснутого газу більш короткий і менш звивистий, ніж у доцентрових. Завдяки цьому осьові компресори ще більш компактніші і мають значно більший к.к.д. Однак, необхідно відмітити, що підвищення тиску в одному ступені компресора невелике (не більше 1,15...1,35), тому, як правило, вони виконуються багатоступінчатими (від 4 до 30 і більше ступенів).

4. Струминні компресори. На завершення, коротко опишемо струминні компресори або, як їх ще називають, – ежектори (необхідно відмітити, що класифікаційна термінологія цих агрегатів дещо неусталена і має різне тлумачення). Ежектором називають пристрій для стиснення і переміщення газів, пари, а також рідин. Струминні компресори виконують, як правило, допоміжну роль. Наприклад, у паротурбінних установках вони використовуються для відсмоктування повітря з конденсатора, яке перешкоджає конденсації пари на зовнішніх поверхнях трубок всередині яких протікає охолоджувальна вода.

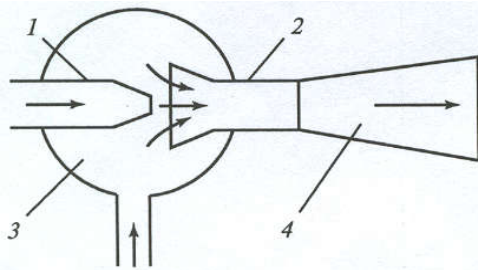


Рис. 12.6 – Принципова схема ежектора

Принцип дії ежектора засновується на передачі енергії одного середовища, яке рухається з великою швидкістю (активне робоче середовище) іншому – пасивному (середовище, що підсмоктується). Стиснення і переміщення середовища, що підсмоктується, досягається шляхом надання йому частини кінетичної енергії робочого середовища у процесі їх змішування. Принципова схема ежектора наведена на рис. 12.6 і включає в себе кілька основних елементів: розгінне сопло, пасивне сопло, камеру змішування і дифузор.

Робоче середовище (газ або пара високого тиску) розширюється у соплі 1 і попадає у камеру змішування 2. У цю саму камеру поступає із всмоктувальної камери 3 середовище, що має підсмоктуватись і стискуватись (газ або пара низького тиску). Із камери змішування суміш цих двох середовищ поступає у дифузор 4, у якому кінетична енергія цього струменя переходить у потенціальну енергію з підвищенням тиску. Очевидно, що процес змішування в ежекторі є одним із варіантів процесів змішування – змішування у потоці.

Необхідно відмітити незворотний характер процесу змішування в ежекторі – значна частина кінетичної енергії робочого струменя затрачується на переборення гідравлічних втрат, які пропорційні квадрату різниці швидкостей потоків, що змішуються: ця особливість роботи ежектора і визначає його низьку економічність, але яка іноді компенсується надзвичайною простотою пристрою.

Принципова різниця процесів в ежекторі і в компресорі полягає в тому, що стиснення газу або пари в ежекторі здійснюється не зовнішнім джерелом механічної роботи, а робочим середовищем, яке змішується із середовищем, що підмішується.

За видом середовищ ежектори поділяються на різні типи: газо-газові; парогазові; рідинно-газові; рідинно-рідинні; парорідинні (агрегат такого типу називають *інжектором*). Робоче середовище і те, що підсмоктується, може бути як одною і тою самою речовиною, так і різними речовинами.

12.3. Термодинаміка ідеального компресорного циклу

Незважаючи на різницю принципів стискування газу в компресорах та їх суттєві конструктивні відмінності, термодинаміка процесів стискування однакова для різних типів машин. Процеси в компресорах описуються одними і тими самими рівняннями, якщо для динамічних машин знехтувати кінетичною енергією рухомого газу. Тому для дослідження і аналізу процесів, що відбуваються в будь-якій машині для стискування газу, розглянемо роботу найбільш простого – одноступінчатого поршневого компресора. Висновки, які будуть впливати із розгляду цього компресора можна використовувати з достатньою достовірністю і для інших типів машин.

Основною метою термодинамічного розрахунку компресора є визначення *продуктивності* (об'ємної або масової) – кількості газу, що подається за одиницю часу, за нор-

мальних умов на лінії всмоктування; величини **роботи**, що затрачається на отримання 1 кг стиснутого газу і, як наслідок, визначення **потужності приводного двигуна** для заданих зовнішніх умов.

При теоретичному аналізі більш зручно розглядати, так званий, ідеальний компресор, який має наступні властивості (що нереалізовані у реальному):

- об'єм шкідливого або “мертвого” простору $V_{\text{шк}} = 0$, тобто зазор між рухомою і нерухомою частинами компресора у верхній мертвій точці рівний нулю;
- клапани та інші рухомі частини компресора безінерційні і їх гідравлічний та газодинамічний опори руху робочого тіла рівні нулю, а геометричний об'єм циліндра дорівнює робочому об'єму;
- відсутній теплообмін між робочим тілом і стінками компресора;
- відсутні витоки робочого тіла, тобто ущільнення поршня і клапанів у закритому стані абсолютно герметичні;
- робоче тіло, що стискується, – ідеальний газ;
- процеси, що здійснюються у компресорі, – рівноважні, втрати на тертя відсутні;
- всмоктування і нагнітання газу здійснюється при постійних початковому p_1 і кінцевому p_2 тисках, тобто відсутні будь-які коливання тисків до і після компресора;
- тертя у механізмі руху компресора відсутнє.

1. Одноступінчатє стиснення. Аналіз цього процесу зручно проводити за допомогою теоретичної **індикаторної діаграми** компресора. Ця діаграма показує залежність тиску в циліндрі компресора від зміни об'єму газу у циліндрі, або, що те саме, від ходу поршня (рис. 12.7). Індикаторну діаграму записують спеціальним приладом – динамометричним індикатором, який під'єднують до компресора через отвір нагнітального клапана.

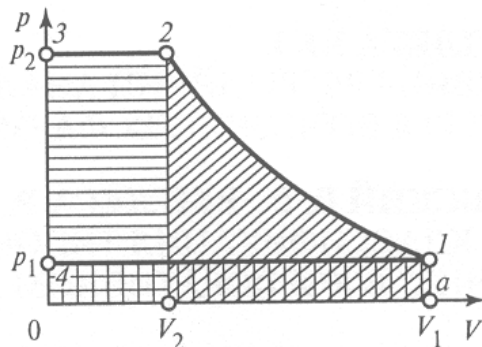


Рис. 12.7 – Індикаторна діаграма ідеального компресора

Черговість етапів робочого процесу у поршневому компресорі така сама як і у поршневному насосі. Точка 1 відповідає такому положенню поршня у циліндрі компресора, коли він повністю заповнений газом низького тиску (поршень знаходиться у крайньому правому положенні). Об'єм газу при цьому дорівнює V_1 . Крива 1–2 відповідає процесу **стиснення** газу в компресорі від тиску p_1 до тиску p_2 при закритих всмоктувальному та нагнітальному клапанах. У точці 2 процес стиснення закінчується – газ досягає необхідного тиску p_2 , а об'єм газу – V_2 .

Оскільки протягом процесу стиснення обидва клапани (всмоктувальний і нагнітальний) залишаються закритими, кількість газу при стисненні незмінна. Точка 2 відповідає моменту відкриття нагнітального клапана, пружина якого налаштована таким чином, щоб отримати необхідний тиск p_2 , а лінія 2–3 – процесу **виштовхування** (нагнітання) газу із циліндра у резервуар високого тиску. У цьому процесі кількість газу, що знаходиться у циліндрі, зменшується. У крайньому лівому положенні (ВМТ) процес нагнітання припиняється, нагнітальний клапан закривається і на початку зворотного руху поршня тиск газу миттєво падає до початкового (лінія 3–4 – лінія **падіння** тиску). Точка 4 відповідає відкриттю всмоктувального клапана, а лінія 4–1 зображує процес **всмоктування** у циліндр газу з резервуара низького тиску p_1 . У процесі 4–1 кількість газу в циліндрі збільшується від нуля до значення, що відповідає заповненню циліндра в точці 1. Отже, стиснення газу відбувається один раз за два ходи поршня або за один оберт колінвала.

Не слід змішувати індикаторну діаграму з p - v -діаграмою: остання будується для постійної кількості речовини, а індикаторна діаграма, як ми бачимо, зображує процеси в циліндрі, кількість газу в якому змінна (властивості p - v -діаграми може мати лише та частина індикаторної діаграми, яка відповідає процесу з постійною кількістю речовини, тобто лінія 1-2).

Технічна робота компресора. Перейдемо до основного завдання термодинамічного розгляду процесів всмоктування, стиснення і нагнітання у компресорі – визначення затраченої роботи на них. Робота, що витрачається на стиснення газу у процесі 1-2 (характер якого нам поки що невідомий), визначається співвідношенням:

$$L_{1-2} = \int_{V_1}^{V_2} p dV. \quad (12.1)$$

Чисельне значення інтеграла у цьому виразі завжди від'ємне, оскільки робота стиснення виконується над газом ($V_1 > V_2$ і, відповідно, $L_{1-2} < 0$). На індикаторній діаграмі (див. рис. 12.7) величина L_{1-2} відповідає площі під кривою 1-2 (коса штриховка).

Робота, що здійснюється над стисненим газом у процесі його виштовхування з циліндра компресора в резервуар високого тиску (процес 2-3), розраховується за допомогою очевидного виразу:

$$L_{2-3} = -p_2 \cdot F \cdot x, \quad (12.2)$$

де F – площа поршня; x – хід поршня (відстань, на яку переміщується поршень у процесі 2-3). Зрозуміло, що $F \cdot x = V_2$ (з урахуванням прийнятого допущення про відсутність “шкідливого простору” між головкою циліндра та крайнім лівим положенням поршня і тоді, відповідно:

$$L_{2-3} = \int_{V_2}^0 p_2 dV = p_2(0 - V_2) = -p_2 V_2. \quad (12.3)$$

Як бачимо, величина L_{2-3} також від'ємна, оскільки робота виконується над газом. Величина L_{2-3} відповідає на індикаторній діаграмі площі прямокутника під процесом 2-3 (горизонтальна штриховка).

Точка 4 на індикаторній діаграмі відповідає початку процесу всмоктування газу низького тиску. Оскільки зміна тиску в циліндрі від p_2 (закриття нагнітального клапана) до p_1 (момент відкриття всмоктувального клапана) відбувається, як видно із діаграми, без зміни об'єму ($V_3 = V_4 = 0$), то у процесі 3-4 робота не виконується:

$$L_{3-4} = 0. \quad (12.4)$$

Нарешті, за аналогією до (12.3) очевидно, що робота ізобарного процесу 4-1 всмоктування газу в циліндр компресора дорівнює:

$$L_{4-1} = \int_0^{V_1} p_1 dV = p_1(V_1 - 0) = p_1 V_1. \quad (12.5)$$

Величина L_{4-1} додатна, так як у цьому випадку газ, що розширюється, виконує (віддає) роботу. На індикаторній діаграмі робота L_{4-1} відповідає площі під прямою 4-1 (вертикальна штриховка).

Підсумовуючи значення L_{4-1} , L_{2-3} , L_{3-4} та L_{1-2} , отримуємо із (12.1)–(12.5) для роботи всього циклу $1-2-3-4-1$:

$$L = p_1 V_1 - p_2 V_2 + 0 + \int_{V_1}^{V_2} p dV. \quad (12.6)$$

Застосовуючи для величини $p dV$ перетворення $p dV = d(pV) - V dp$, інтеграл правої частини рівняння (12.6) можна записати наступним чином:

$$\int_{V_1}^{V_2} p dV = (p_2 V_2 - p_1 V_1) - \int_{p_1}^{p_2} V dp. \quad (12.7)$$

Підставляючи (12.7) у (12.6), отримуємо вираз для роботи поршневого компресора:

$$L = - \int_{p_1}^{p_2} V dp. \quad (12.8)$$

Як видно з індикаторної діаграми, робота L відповідає площі криволінійної трапеції $1-2-3-4-1$, оскільки робота $|L_{4-1}|$ дорівнює площі $4-0-a-1$, $|L_{1-2}|$ – площі $2-1-a-V_2$, а $|L_{2-3}|$ – площі $2-3-0-V_2$, тоді площі, заштриховані подвійною штриховкою із розрахунку виключають, отже, загальна площа $1-2-3-4-1$ відповідає інтегралу (12.8). Величина L від’ємна, оскільки для того, щоб стиснути газ у компресорі, потрібно затратити роботу, що підводиться від зовнішнього джерела. Таку функцію, яка враховує не тільки роботу основного процесу, але й енергетичний вклад процесів всмоктування та нагнітання робочого тіла називають **технічною** (або наявною) **роботою** компресора. У p - v -діаграмі вона еквівалентна площадці, яка опирається на вісь ординат. Як бачимо, вона суттєво відрізняється від L_{1-2} – власне роботи стиснення газу в компресорі. Її розмірність в одиницях системи СІ – джоуль (Дж).

Якщо позначити масу стисненого газу за один цикл m , то з урахуванням того, що $V = v \cdot m$, а величина m у процесі стиснення залишається постійною, отримаємо з (12.6) для питомої роботи стиснення 1 кг газу, наступний вираз:

$$l = l_{1-2} + l_{2-3} - l_{4-1} = - \int_{p_1}^{p_2} v dp. \quad (12.9)$$

де $l = L/m$; $l_{1-2} = L_{1-2}/m$; $l_{2-3} = L_{2-3}/m$; $l_{4-1} = L_{4-1}/m$ (Дж/кг або Дж/м³).

Для компресора роботу стиснення l_{1-2} і роботу нагнітання l_{2-3} вважають корисними, а роботу всмоктування l_{4-1} – від’ємною. Залишається тільки з’ясувати, який характер має процес стиснення $1-2$.

Взагалі слід намагатися організувати цикл компресора таким чином, щоб робота L , що витрачається у циклі на стиснення газу від тиску p_1 до тиску p_2 , була по можливості якнайменшою, і, щоб його температура після стиснення була не надто високою, у будь-якому випадку однозначно нижчою температури займання мастила, що використовується для змазування внутрішніх стінок циліндра. Таким чином, процес стиснення можна здійснювати за різних граничних умов: або за відсутності теплообміну з навколишнім середовищем, і при цьому технічна робота буде максимальною, або при інтенсивному охолодженні

компресора, завдяки чому температура газу, що стискується, залишатиметься без змін, а робота буде мінімальною. Також можливий деякий проміжний варіант стиснення, що знаходиться між цими двома граничними.

Отже, варто розглянути три варіанти процесу стиснення: за адіабатою, ізотермою та політропою, розташованій між адіабатою та ізотермою.

Якщо процес стиснення у компресорі відбувається достатньо швидко, і він обладнаний ефективною теплоізоляцією, то таке стиснення з достатнім наближенням можна вважати адіабатним. Якщо ж припустити, що компресор розміщений у термостаті, у якому підтримується температура T_1 (температура газу на початку процесу стиснення – т. 1), і забезпечується ідеальний теплообмін між газом та термостатом, то теплота, що виділяється при стисненні газу, буде відводиться у термостат, а процес стиснення буде здійснюватися за ізотермою $T_1 = \text{const}$.

Як відомо, залежність $p-v$ для ізотерми має більш похилий характер, ніж для адіабати. Звідси випливає, що в індикаторній діаграмі компресора крива процесу ізотермічного стиснення $1-2a$ (рис. 12.8) розміщена більш похило, ніж крива процесу адіабатного стиснення $1-2b$.

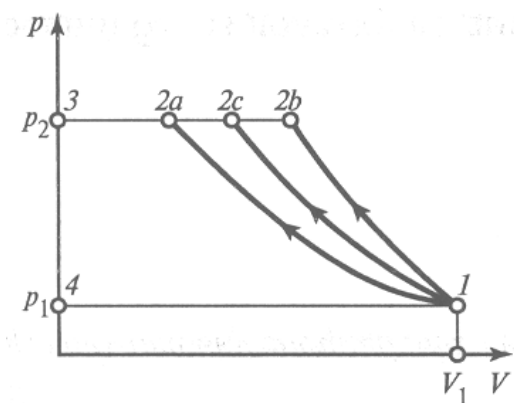


Рис. 12.8 – Варіанти робочих процесів в ідеальному компресорі

Відповідно, за рівнянням (12.8) технічна робота циклу компресора з ізотермічним стисненням менша роботи циклу з адіабатним стисненням (площа $1-2a-3-4-1$ менша площі $1-2b-3-4-1$). Отже, застосування ізотермічного стиснення у компресорі є енергетично більш вигідним. Крім того, таке стиснення якнайкраще задовольняє і другу умову – більш низьку температуру газу в кінці процесу стиснення, оскільки для ізотермічного стиснення $T_2 = T_1$.

На практиці, пристрій, еквівалентний нашому уявному термостату, реалізується у вигляді водяної оболонки, що оточує стінки компресора. Охолоджувальна вода, омиваючи стінки компресора, знижує температуру газу, що стис-

кається. Однак, внаслідок того, що швидкість теплообміну кінечна, а процес стиснення у компресорі відбувається досить швидко, реальний процес стиснення ніколи не буває ізотермічним, а являє собою політропу, яка розташована між ізотермою і адіабатою (політропа $1-2c$ на рис. 12.8); очевидно, що показник цієї політропи $1 < n < k$ (у реальних умовах стиснення газу у компресорах показник політропи змінюється вздовж кривої, але для зручності аналізу можемо у першому наближенні вважати величину n однаковою).

Технічна робота циклу компресора розраховується за допомогою виразу (12.8). Інтеграл, наведений у правій частині рівняння (12.8), найбільш точно може бути підрахований методом чисельного інтегрування реальної індикаторної діаграми. Однак, для багатьох технічно важливих випадків, коли кінцевий тиск газу $p_2 \leq 1-2$ МПа, з точністю, прийнятною для оціночних розрахунків, газ вважають ідеальним, що підпорядковується рівнянню Клапейрона. Тоді з рівняння політропи $p v^n = p_1 v_1^n$ отримуємо:

$$v = \frac{p_1^{(1/n)}}{p^{(1/n)}} \cdot v_1. \quad (12.10)$$

Підставляючи цей вираз питомого об'єму у рівняння (12.9) та інтегруючи, маємо:

$$l = -\frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (12.11)$$

Для ідеального газу цей вираз може бути записаним у наступному вигляді:

$$l = -\frac{n}{n-1} R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (12.12)$$

Як видно із порівняння отриманих виразів, технічна робота компресора у n разів більша власне роботи стиснення.

Формулі (12.12), використовуючи степінь підвищення тиску у компресорі $\pi = p_2/p_1$, можна надати більш зручний для розрахунків вигляд:

$$l = -\frac{n}{n-1} R T_1 \left[\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (12.13)$$

Теоретичну потужність привода ідеального компресора визначають за формулою:

$$N = m \cdot l = \frac{n \cdot m}{n-1} R T_1 \left[\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \text{ Вт.} \quad (12.14)$$

Для порівняльного аналізу часто буває доцільно визначити характеристики компресора, в якому процес стиснення адіабатний. Зрозуміло, що і в цьому випадку рівняння (12.11) та (12.12), отримані для компресора з політропним стисненням, зберігають свій вигляд, але замість показника політропи n у них використовують показник адіабати k . Для ізотермічного стиснення ($n = 1$) ці рівняння ще більш значно спрощуються.

Кількість теплоти, що відводиться від 1 кг ідеального газу в процесі його стиснення, може бути підрахована за допомогою наступного рівняння:

$$q_{1-2} = c_v \frac{k-n}{n-1} (T_1 - T_2). \quad (12.15)$$

Оскільки $T_1 < T_2$, величина q_{1-2} від'ємна; це й зрозуміло, так як q_{1-2} – теплота, що **відводиться** від газу і яка виникає за рахунок внутрішнього тертя та вихороутворення.

Тиск і питомі об'єми газу на початку і в кінці процесу стиснення пов'язані між собою звичайним рівнянням політропи:

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right) = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^n, \quad (12.16)$$

а температури газу на початку і в кінці процесу стиснення виразом:

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right) = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (12.17)$$

Враховуючи ці співвідношення, рівняння (12.15) для величини теплоти q_{1-2} може бути перетворено наступним чином:

$$q_{1-2} = -c_v T_1 \frac{k-n}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = -c_v T_1 \frac{k-n}{n-1} \left[\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (12.18)$$

Також з метою аналізу можна використати й теплову T - s -діаграму (рис. 12.10).

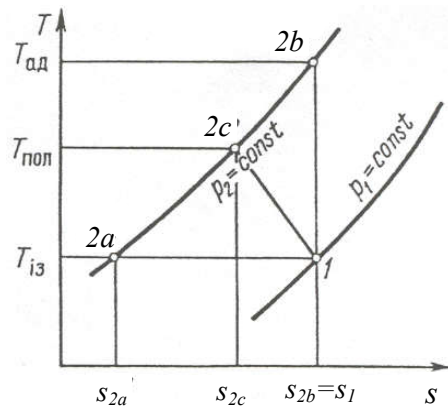


Рис. 12.10 – До розрахунку питомої теплоти, що виділяється в компресорі

Коли процес стиснення був би адіабатно-оборотним, то очевидно, що ентропія газу при цьому залишалась би незмінною, тобто $s_2 = s_1$, а крива процесу була б вертикальною (лінія $1-2b$). Політропне стиснення у T - s -діаграмі зображується лінією з від'ємним нахилом $1-2c$ (температура зростає, а ентропія зменшується), розміщеною між ізобарами p_1 та p_2 . У випадку необоротного адіабатного стиснення за рахунок додаткової теплоти тертя, ентропія газу зростала б, а лінія процесу мала би додатний нахил. Нарешті, у випадку ізотермічного стиснення, крива процесу була би горизонтальною (лінія $1-2a$).

Щодо зміни ентропії газу у процесі стиснення, то різниця ентропії у точках кінця і початку процесу стиснення $\Delta_s = s_2 - s_1$ визначається за допомогою наступного рівняння, справедливого для політропного процесу:

$$\Delta_s = s_2 - s_1 = c_n \ln \frac{T_2}{T_1} = c_v \frac{k-n}{n-1} \cdot \ln \frac{T_2}{T_1}, \quad (12.19)$$

де c_n – теплоємність політропного процесу (постійна для цього процесу).

Оскільки у процесі політропного стиснення з показником $1 < n < k$ завжди кінцева температура $T_2 > T_1$, а теплоємність $c_n < 0$, то $s_2 < s_1$ – тобто ентропія газу в процесі стиснення зменшується. Таким чином, у політропному процесі стиснення від газу відводиться теплота, що еквівалентна площі $1-2c-s_{2c}-s_1-I$, або:

$$q_{1-2}^{пол} = (s_1 - s_{2c}) \left(\frac{T_{iz} - T_{пол}}{2} \right). \quad (12.20)$$

В ізотермічному процесі q_{1-2} еквівалентне площі $1-2a-s_{2a}-s_1-I$, або визначається за формулою:

$$q_{1-2}^{із} = T_{iz} (s_1 - s_{2a}). \quad (12.21)$$

Газ, стиснутий за адіабатою має найвищу температуру, оскільки $T^{ad} > T^{pol} > T^{iz}$, тому при транспортуванні він охолоджується до температури T^{iz} , втрачає найбільшу кількість енергії, а відтак і найбільшу частину роботи стиснення. Оскільки $T^{pol} < T^{ad}$, то це дозволяє процес стиснення виконувати до більш високих тисків, не боячись перевищити кінцеву допустиму температуру.

Варто відмітити, що до питання технічної роботи циклу компресора l можна підійти і дещо іншим шляхом, який у низці випадків може мати самостійний інтерес.

Оскільки за першим законом термодинаміки $\delta q = dh - vdp$, то для адіабатного процесу ($\delta q = 0$) отримаємо $vdp = dh$. Підставляючи це співвідношення в рівняння (12.9), отримуємо, що у випадку адіабатного стиснення:

$$l_{ad} = -(h_2 - h_1), \quad (12.22)$$

де h_2 та h_1 – ентальпія газу, відповідно, в точках кінця і початку стиснення (знак “мінус” перед дужкою показує, що робота здійснюється над газом).

Це рівняння справедливе як для ідеальних, так і для реальних газів.

Якщо ж у процесі стиснення від газу відводиться теплота, то з рівняння першого закону термодинаміки та виразу (12.9) випливає, що:

$$l = -(h_2 - h_1 - q_{1-2}) = h_2 - h_1 - q_{1-2}. \quad (12.23)$$

Отриманий вираз носить назву **першого закону термодинаміки для компресора**.

Для ізотермічного процесу стиснення ідеального газу $T = \text{const}$ і тоді $h = 0$. Відповідно до (12.21) можна записати:

$$l = -q_{1-2} = -RT_1 \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) = -RT_1 \ln \pi. \quad (12.24)$$

Відмітимо, що значення h_2 у виразах (12.22) та (12.23), різні: як видно з рис. 12.10, стан газу в кінці адіабатного стиснення відповідає точці $2b$, а стан в кінці політропного процесу стиснення – точці $2c$ і, відповідно, різниця ентальпій газу у цих станах ($h_{2b} - h_{2c}$) відповідає у T - s -координатах площі під відрізком $2c-2b$ ізобари $p_2 = \text{const}$.

Порівняємо за абсолютними значеннями величини l_{ad} та l із (12.22) і (12.23):

$$|l_{ad}| - |l| = (h_{2b} - h_{2c}) + q_{1-2}. \quad (12.25)$$

З рис. 12.10 очевидно, що q_{1-2} відповідає площі під лінією $1-2c$ у T - s -координатах (у цьому процесі $q_{1-2} < 0$), а різниця роботи $|l_{ad}| - |l|$ зображується у цій діаграмі площею $1-2c-2b-1$. Звідси особливо чітко видно, що чим більше теплоти відводиться від газу у процесі стиснення, тобто чим ближче політропа стиснення $1-2c$ до ізотерми $1-2a$, тим меншу роботу потрібно витратити на стиснення газу (порівняно з роботою при адіабатному стисненні).

Відмітимо ще одну важливу обставину. Рівняння (12.11), (12.12) для роботи l та (12.18) – для теплоти q_{1-2} , отримані для оборотного процесу стиснення газу (вираз (12.11) може застосовуватися до реальних, а (12.12) – лише до ідеальних газів). Однак, реальний процес стиснення газу у компресорі завжди супроводжується немінучими, більшими чи меншими (залежно від властивостей цього газу і конструкції конкретного компресора) втратами енергії на тертя, що перетворюється на теплоту (позначимо її q_{mp}). Звідси випливає,

що у реальному компресорі, що стискає газ від тиску p_1 до тиску p_2 , технічна робота циклу буде більшою за роботу, що визначається за рівнянням (12.11), на роботу l_{mp} , яка необхідна для подолання тертя у компресорі. Зрозуміло, що уся ця робота перейде у теплоту ($l_{mp} = q_{mp}$), яку потрібно буде відвести від газу.

Для стиснення газу у реальному компресорі (за наявності тертя) рівняння (12.23) повинно бути записано у наступному вигляді:

$$l_{\text{реальн}} = -(h_2 - h_1 - q_{1-2} - q_{mp}), \quad (12.26)$$

де $l_{\text{реальн}} = l + l_{mp}$ – сума технічної роботи циклу і роботи, яка витрачається на подолання тертя.

2. Багатоступінчатє стиснення. На практиці досить часто виникає потреба отримати у компресорі високе значення тиску стисненого газу p_2 при порівняно невеликому p_1 , тобто мати компресор з великим значенням відношення тисків p_2/p_1 . Якщо величина $\pi = p_2/p_1$ достатньо велика, то навіть за досконалого охолодження, температуру газу в кінці процесу стиснення T_2 отримують недопустимо великою, а це призводить до зниження в'язкості мастила, його коксування і можливого займання парів. Тільки у випадку ізотермічного стиснення температура газу не підвищується, і тому необхідно прагнути до його реалізації.

Для того, щоб вирішити цю проблему, використовують так звані багатоступінчаті компресори, в яких процес стиснення відбувається послідовно у декількох охолоджуваних циліндрах (рис. 12.11, ступені I–III), причому важливою особливістю такої схеми компресора є те, що газ, що виходить із одного циліндра, охолоджується у спеціальному теплообміннику (холодильнику) до початкової температури і лише після цього поступає у наступний, де знову стискається. Після циліндра II газ поступає у холодильник 2, охолоджується і надходить у циліндр III і т.д. Теплообмінник з розвиненими поверхнями охолодження забезпечує незрівнянно більш ефективне відведення теплоти, ніж водяна оболонка циліндра компресора. Ці теплообмінники-холодильники дозволяють знизити температуру газу на окремому ступені компресора практично до температури на вході в нього.

Використання проміжного охолодження газу покращує умови змащення поршня в циліндрі та зменшує витрату енергії на привід компресора, наближаючи робочий процес у ньому до ізотермічного.

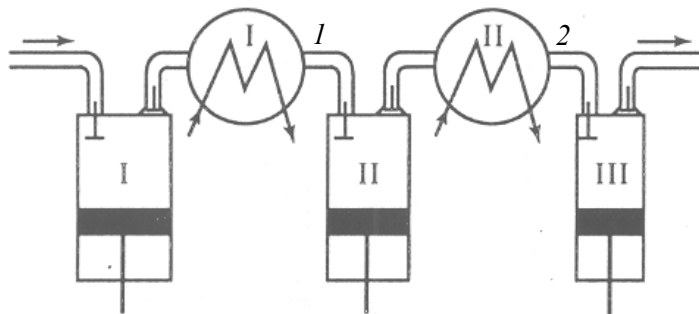


Рис. 12.11 – Принципова схема триступінчатого компресора

Індикаторна діаграма багатоступінчатого компресора, на прикладі триступінчатого, зображена на рис. 12.12. У першому ступені компресора газ стискається від тиску p_1 до тиску p_{II} (стиснення відбувається за політропою $l-a$). Потім, вийшовши із циліндра першого

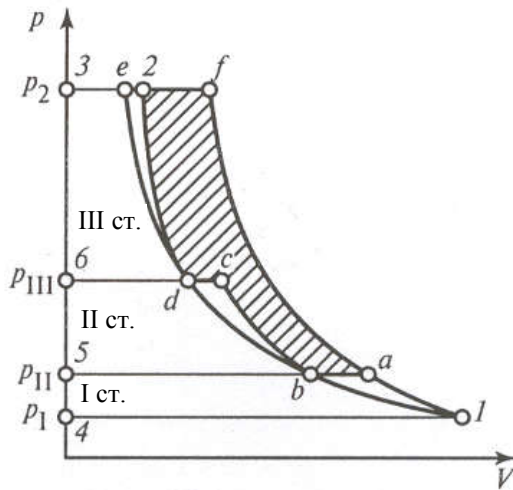


Рис. 12.12 – Індикаторна діаграма триступінчатого ідеального компресора

температури стисненого газу, суттєвий виграв у технічній роботі циклу; цей виграв дорівнює площі $a-f-2-d-c-b-a$ (на рис. 12.12 вона заштрихована).

При аналізі роботи багатоступінчатого компресора природно виникає питання, як розподілити між його окремими ступенями загальне відношення тисків p_2/p_1 ? При вирішенні цієї задачі виходять із наступної умови: розподіл перепаду тисків між ступенями повинен бути таким, щоб сумарна технічна робота циклу всього компресора була мінімальною. Як показує аналіз, для компресора з кількістю ступенів z , цій умові відповідає відношення тисків на ступені:

$$\pi_1 = \pi_2 = \dots = \pi_{cm} = \frac{p_{\text{вух.см}}}{p_{\text{вх.см}}} = \sqrt[z]{\frac{p_2}{p_1}} = \sqrt[z]{\pi}, \quad (12.27)$$

яке однакове для всіх ступенів. Тут величина π характеризує поняття **сумарного підвищення тиску в компресорі** і чисельно дорівнює відношенню кінцевого тиску до початкового.

У T - s -координатах процес стиснення у багатоступінчатому компресорі зображений на рис. 12.13, а.

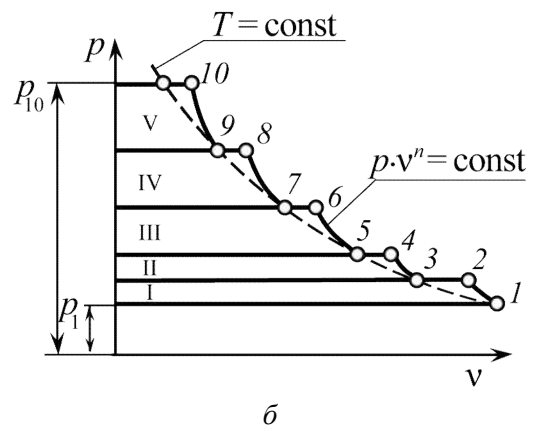
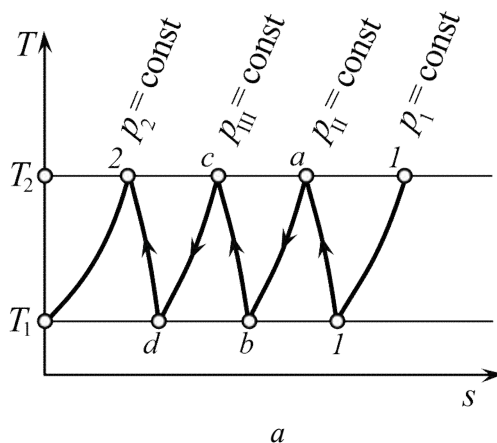


Рис. 12.13 – Процеси стиснення у багатоступінчатому ідеальному компресорі

Звідси випливає, що якщо температури газу на вході у кожен ступінь компресора однакові і рівні T_1 , то відповідно до рівняння (12.18) кількості теплоти, що відводиться у кожному ступені компресора, також однакові; відповідно, однакові і кількості теплоти, що відводиться у холодильниках між ступеннями.

Нарешті, з рівняння $T_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{\frac{n-1}{n}}$ очевидно, що й перепади температур у цьому випадку також будуть однаковими для усіх ступенів компресора.

Необхідно також мати на увазі, що діаметри ступенів компресора поступово зменшуються за одного і того самого ходу поршня, у міру зростання тиску газу. Співвідношення робочих об'ємів циліндрів легко отримати, оскільки точки l, b, d (див. рис. 12.13, *a*), розміщені на одній ізотермі, і тому їх об'єми зменшуються за законом геометричної регресії із знаменником π^{-1} . Ці положення для наочності та зручності викладені у вигляді таблиці 12.2.

Таблиця 12.2 – Розрахунок параметрів багатоступінчатого стиснення

1	Температура стисненого газу на виході із кожного ступеня	$T_I = T_{II} = T_{III} = \dots$
2	Робота, затрачена на стиснення у кожному ступені	$l_I = -\frac{n}{n-1} \cdot p_1 v_1 \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right);$ $l_I = l_{II} = l_{III} = \dots;$ $l = z \cdot l_I$
3	Теплота, яка відводиться від газу, що стискується у ступенях	$q_I = -\bar{c}_v \cdot \frac{n-k}{n-1} \cdot (T_2 - T_1);$ $q_I = q_{II} = q_{III} = \dots;$ $q = z \cdot q_I$
4	Теплота, яка відводиться у проміжних холодильниках	$q_{x_I} = -\bar{c}_p \cdot (T_2 - T_1) = (h_2 - h_1);$ $q_{x_I} = q_{x_{II}} = q_{x_{III}} = \dots;$ $q_x = (z-1)q_{x_I}$
5	Теплота, що відводиться в компресорі від 1 кг газу	$q_{\text{від}} = z \cdot q_I + (z-1)q_{x_I}, \text{ Дж/с}$

Витрата води (G_6), яка необхідна для охолодження газу, що стискається в компресорі, розраховується із рівняння теплового балансу:

$$Q_{\text{від}} = G_6 (h_{\text{вих}} - h_{\text{вх}}) = c_{p6} G_6 (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}), \quad (12.28)$$

де $h_{\text{вх}}, t_{\text{вх}}, h_{\text{вих}}, t_{\text{вих}}$ – ентальпія і температура води на вході та на виході із компресора; c_{p6} – ізобарна масова теплоємність води.

Розглянемо ще одну особливість багатоступінчатого стиснення. Якщо число ступенів такого компресора зробити достатньо великим, то в індикаторній діаграмі процес стиснення буде наближатися до ізотермічного (див. рис. 12.13, *б*), тобто шляхом підбору числа ступенів можна отримати газ високого тиску таким чином, щоб його температура у кінці процесу стиснення не перевищувала деякої, наперед заданої допустимої. Однак, питання про вибір кількості ступенів, що забезпечують задане стиснення газу, вирішується на основі не стільки термодинамічних, скільки загальнотехнічних та техніко-економічних міркувань. На практиці використовують до шести ступенів стиснення, їх подальше збільшення невиправдано ускладнює компресор.

12.4. Термодинаміка робочих процесів реальних компресорів

У попередньому матеріалі розглядалися ідеалізовані індикаторні діаграми, які дещо відрізняються від індикаторної діаграми реального компресора. Ці відмінності полягають у наступному.

Реальний робочий процес компресора відрізняється від теоретичного тим, що жодне із прийнятих раніш припущень не виконується. У реальному процесі існує опір руху газу та здійснюється теплообмін зі стінками проточної частини. Внаслідок негерметичності ущільнень поршня і клапанів у закритому стані виникає масообмін газу в циліндрі і в сусідніх з ним порожнинах. Чинить також вплив на зміну тиску у процесах виштовхування та нагнітання і динаміка руху елементів механізму закриття-відкриття клапанів. У реально діючому компресорі у ВМТ між поршнем і кришкою циліндра, щоб запобігти гідравлічному удару та виходячи із конструктивних міркувань завжди залишається деякий вільний простір.

У компресорах стискаються реальні гази, які не завжди підкоряються законам ідеального газу. Це може значно змінити продуктивність і особливо затрати роботи на стискання та переміщення газу. У реальному компресорі існує тертя в механізмі руху поршня, на переборення якого також необхідно витрачати роботу.

Розглянемо більш детально процес роботи компресора з урахуванням цих особливостей.

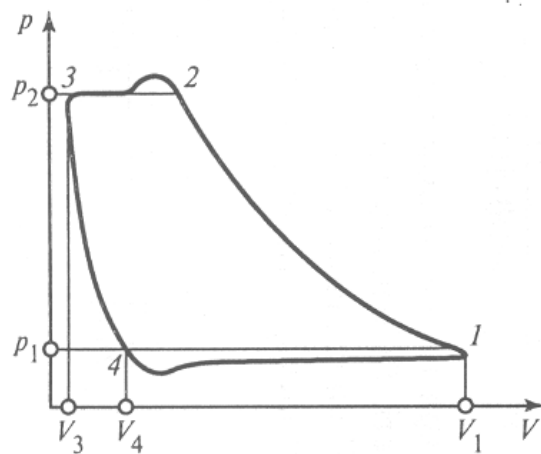


Рис. 12.14 – Дійсна індикаторна діаграма компресора

Як зазначалося, поршень у циліндрі компресора при виштовхуванні газу не підходить впритул до лівої стінки циліндра. Тому в циліндрі існує так званий шкідливий простір, величина якого може змінюватися у межах 4–10 % робочого об'єму циліндра. Очевидно, що із-за наявності цього простору не весь газ виходить із циліндра у процесі нагнітання – у ньому залишається газ, який заповнює шкідливий простір при тиску p_2 (на індикаторній діаграмі, яка наведена на рис. 12.14, шкідливий простір відповідає об'єму V_3). При зворотному ході поршня тиск газу у шкідливому просторі буде поступово зменшуватись (крива 3–4 на рис. 12.14), і всмоктувальний клапан циліндра мав би відкритися саме тоді, коли тиск у шкідливому просторі досягне тиску p_1 .

У точці 4 процес розширення закінчується і мало би розпочатися заповнення циліндра, але внаслідок гідравлічного опору, всмоктувальний клапан відкриється повністю тільки тоді, коли тиск у циліндрі стане меншим атмосферного тиску (у випадку всмоктування атмосферного повітря), чи тиску p_1 , а нагнітальний клапан, відповідно, – коли тиск у циліндрі стане більшим тиску p_2 у резервуарі високого тиску.

Наявність шкідливого простору у циліндрі компресора зменшує його продуктивність – воно призводить до зменшення корисного робочого об'єму циліндра і зменшення кількості газу, який всмоктується поршнем за один цикл. У зв'язку з цим вводять поняття **об'ємного коефіцієнта корисної дії** компресора, що враховує вплив шкідливого простору на його продуктивність:

$$\lambda_0^* = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} \approx 0,75 \dots 0,9. \quad (12.29)$$

Як впливає із виразу (12.29) чим менший шкідливий об'єм V_3 , тим більший об'ємний к.к.д. Шкідливий простір знижує об'ємну продуктивність компресора тим сильніше, чим вищий степінь підвищення тиску π .

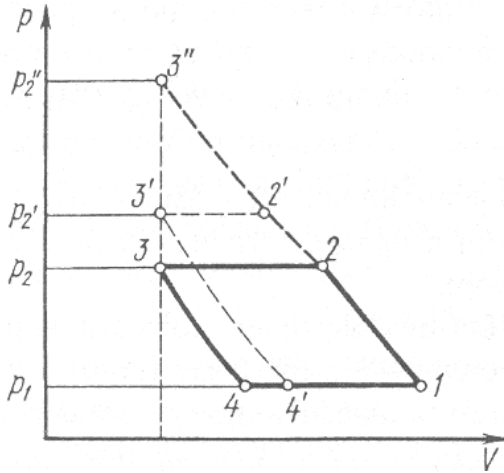


Рис. 12.15 – Вплив шкідливого простору на об'ємний к.к.д.

З іншого боку, при граничному значенні степеня підвищення тиску всмоктування свіжої порції газу не відбувається, і поршень працюючого компресора буде періодично стискувати одну і ту саму кількість газу без нагнітання. Масова кількість газу ще більш зменшується, внаслідок збільшення питомого об'єму із-за нагрівання газу, яке неминуче виникає при цьому.

Загальне зменшення продуктивності компресора через наявність шкідливого простору і нагрівання газу характеризується **коефіцієнтом наповнення**:

$$\lambda_{\text{нап}}^* = \lambda_0^* \cdot \frac{T_1'}{T_1} = \lambda_0^* \cdot \lambda_T^*, \quad (12.30)$$

де T_1 та T_1' – відповідно, температури газу, що поступає в циліндр, та нагрітого в процесі всмоктування (це відношення ще можуть називати **коефіцієнтом підігріву**).

Визначення коефіцієнта підігріву можна здійснювати як розрахунковим шляхом, моделюючи термодинамічні процеси у циліндрі з використанням рівнянь теплопередачі; так і експериментальним – вимірюючи миттєві температури в циліндрі по всьому об'єму. Причому другий варіант, не зважаючи на його складність, є більш достовірним. У результаті опрацювання експериментальних даних запропоновано емпіричне рівняння для його розрахунку:

$$\lambda_T^* = 0,985 - A(\pi - 1), \quad (12.31)$$

де A – постійна, яка змінюється від 0,007 до 0,015 (менше значення приймається для великої продуктивності і наявності ефективної системи охолодження компресора).

Об'ємний к.к.д. компресора можна також виразити через **відносний коефіцієнт шкідливого об'єму** α , що дорівнює відношенню шкідливого об'єму до робочого об'єму компресора:

$$\alpha = \frac{V_3}{V_1 - V_3} \approx 0,03 \dots 0,05. \quad (12.32)$$

Оскільки розширення шкідливого об'єму відбувається у політропному процесі (лінія 3–4, див. рис. 12.14), то $p_1 V_4^n = p_2 V_3^n$, де n – показник політропи розширення шкідливого об'єму. З цього рівняння визначимо значення V_4 , підставимо його у вираз (12.29) та, виконуючи необхідні перетворення, отримаємо:

$$\begin{aligned}\lambda_0^* &= \frac{V_1}{V_1 - V_3} - \alpha \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} = \frac{V_1 - V_3 + V_3}{V_1 - V_3} - \alpha \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} = \\ &= 1 + \alpha - \alpha \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} = 1 - \alpha \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] = 1 - \alpha \left(\pi^{\frac{1}{n}} - 1 \right).\end{aligned}\quad (12.33)$$

Із цього виразу випливає, що λ_0^* , а отже й продуктивність компресора, зменшується при зростанні степеня підвищення тиску та зменшенні показника політропи розширення.

У дійсності об'ємна продуктивність компресора має дещо іншу залежність. Це пов'язано з наступними причинами:

- при всмоктуванні газу, контактуючи з нагрітими поверхнями клапанів, стінок циліндра та поршня, нагрівається, і, як наслідок, розширюється;
- при роботі компресора спостерігаються витоки газу через нещільності в клапанах, сальниках, між поршневими кільцями і внутрішньою поверхнею циліндра, в рознімах поршневих кілець;
- у всмоктувальному та нагнітальному трактах мають місце втрати тиску газу, що призводить до зменшення об'ємних і енергетичних коефіцієнтів компресора;
- у процесах стиснення або зворотного розширення між газом і стінками циліндра та поршня має місце теплообмін різної направленості та інтенсивності. У результаті цього, коефіцієнт політропи приймає різні змінні значення.

Граничне відношення цих тисків також можна знайти із співвідношення (12.33), порівнявши його до нуля:

$$\pi_{\text{гран}} = \left(1 - \frac{1}{\alpha} \right)^n. \quad (12.34)$$

Гранична величина степеня підвищення тиску значно залежить від відносної величини шкідливого простору α та показника політропи. Так для $\alpha = 0,05$ і при ізотермічному розширенні ($n = 1$) отримаємо $\pi_{\text{гран}} = 21$, а при адіабатному процесі ($n = 1,4$) – $\pi_{\text{гран}} = 73$. Однак на практиці, із-за жорсткого обмеження зростання температури, цей показник рідко буває більшим 5...7.

Наведені коефіцієнти є досить важливими в оцінці продуктивності компресора, але вони не враховують усіх інших суттєвих явищ в його роботі. Тому використовують ще один інтегральний показник – **коефіцієнт подачі компресора** або, як ще іноді його називають, **коефіцієнт продуктивності**:

$$\lambda_v^* = \lambda_0^* \cdot \lambda_T^* \cdot \lambda_r^* = (0,9...0,98) \cdot \lambda_0^* \approx 0,65...0,85, \quad (12.35)$$

де λ_T^* – термічний к.к.д. компресора, що враховує вплив підвищення температури газу на його продуктивність; λ_r^* – коефіцієнт герметичності, що враховує вплив втрат газу через нещільності циліндро-поршневої групи компресора, на його продуктивність.

Коефіцієнт подачі можна розглядати як відношення дійсної продуктивності компресора за наявних умов всмоктування до теоретично можливої.

Разом з тим варто відмітити, що технічна робота циклу, яка витрачається на стиснення 1 кг газу, при наявності шкідливого простору залишається такою самою, що й при його відсутності. Насправді, як видно із індикаторної діаграми (див. рис. 12.14), у політропному процесі 1–2 робота витрачається на стиснення газу, який займає на початку процесу стиснення об'єм V_1 , від тиску p_1 до тиску p_2 . У той же час у політропному процесі 3–4 стиснений газ, що залишився у шкідливому просторі циліндра, розширюється від тиску p_2 до тиску p_1 , виконуючи роботу; у цьому процесі приймає участь кількість газу, що займає при тиску p_1 об'єм V_4 . Звідси випливає, що технічна робота циклу компресора при наявності шкідливого простору (позначимо цю роботу L^*) враховуючи (12.11) може бути представлена наступним чином:

$$L^* = -\frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + \frac{n}{n-1} p_1 V_4 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right], \quad (12.36)$$

звідки:

$$L^* = -\frac{n}{n-1} p_1 (V_1 - V_4) \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (12.37)$$

Оскільки різниця $(V_1 - V_4)$ – це об'єм робочого простору циліндра, то маса газу m^* , що всмоктується (і, відповідно, виштовхується у резервуар високого тиску) дорівнює:

$$m^* = \frac{p_1 (V_1 - V_4)}{RT_1}. \quad (12.38)$$

Виразивши звідси величину $p_1 (V_1 - V_4)$ та підставивши її у (12.37), отримаємо:

$$L^* = -\frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] m^* = -\frac{n}{n-1} RT_1 \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) m^*, \text{ Дж}, \quad (12.39)$$

звідки для 1 кг газу випливає співвідношення, яке збігається з виразом (12.12).

Як і у будь-якій реальній машині, у реальному компресорі робота, що витрачається на стиснення газу, виявляється більшою, ніж технічна робота циклу компресора, яка визначається рівнянням (12.11), отриманим для ідеалізованого компресора без урахування багатьох факторів, таких як тертя між поршнем і циліндром, штоком та сальником, деякої нещільності клапанів поршня і сальників, підвищення температури газу, що всмоктується, за рахунок теплопередачі від нагрітих стінок циліндра, втрат на дроселювання у клапанах і т.д. Тому розрахунок реальних компресорів ведеться з використанням додаткових коефіцієнтів, що враховують ступінь недосконалості його різних вузлів. Наприклад, дійсна робота компресора може бути визначена за допомогою індикаторного та механічного к.к.д. компресора.

Під **індикаторним к.к.д.** розуміють відношення теоретичної роботи компресора до індикаторної:

$$\eta_{\text{інд}} = \frac{L_0}{L_{\text{інд}}} = \frac{N_0}{N_{\text{інд}}}, \quad (12.40)$$

де L_0 – теоретична робота (потужність) компресора, що визначається залежно від термодинамічного процесу стиснення; $L_{\text{інд}}$ – індикаторна робота (робота, що визначається експериментально при обробці індикаторної діаграми). Індикаторна потужність чисельно відповідає індикаторній роботі за секунду: $N_{\text{інд}} = L_{\text{інд}} \cdot n_0$, де n_0 – частота обертання вала, с^{-1} .

Індикаторний к.к.д. характеризує ступінь досконалості дійсних робочих процесів усередині компресора.

Робота або потужність, що витрачається на подолання механічних втрат, враховується **механічним к.к.д.** $\eta_{\text{мех}}$, який визначається як відношення індикаторної потужності компресора до ефективної:

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{N_{\text{інд}}}{N_{\text{еф}}} = \frac{N_{\text{еф}} - N_{\text{тр}}}{N_{\text{еф}}} = 1 - \frac{N_{\text{тр}}}{N_{\text{еф}}}, \quad (12.41)$$

де $N_{\text{тр}}$ – потужність, що втрачається на тертя в рухомих частинах компресора (підшипники, кривошипно-шатунний механізм, вузли тертя колінчатого вала тощо).

Механічний к.к.д., що визначається при номінальному навантаженні компресора, виступає характеристикою довершеності його механізмів. Для сучасних машин $\eta_{\text{мех}} = 0,80 \dots 0,95$.

Тоді дійсний (або ефективний) к.к.д. компресора визначається за виразом:

$$\eta_{\text{д}} = \eta_{\text{інд}} \cdot \eta_{\text{мех}}. \quad (12.42)$$

У загальному випадку к.к.д. – це безрозмірна величина, яка характеризує ступінь довершеності будь-якого технічного пристрою, відносно здійснення у ньому процесів передачі енергії або її перетворення. У машинах-двигунах під цим коефіцієнтом розуміють відношення енергії, переданої споживачу до повної підведеної. За аналогією можна було б прийняти за к.к.д. компресора відношення приросту енергії газу до енергії, яка затрачується на його привод. Однак, щодо компресорів, таке трактування втрачає зміст. Найменша затрата роботи відбувається при ізотермічному процесі, тобто приріст енергії газу при цьому рівний нулю і тоді би виходило, що енергетичний к.к.д. компресора також рівний нулю, хоча, фактично, за такого процесу двигун виконує найменшу роботу на приводі компресора. Тому для порівняльної оцінки роботи компресорів використовують умовні енергетичні коефіцієнти – ізотермічний та адіабатний к.к.д. Ці коефіцієнти представляють собою відношення теоретичної роботи до дійсної, яка затрачується на приводі компресора в цих процесах і може використовуватися як параметр, що характеризує термодинамічну довершеність машини.

Ізотермічний к.к.д. обраховується за формулою:

$$\eta_{\text{ізотерм}} = \frac{l_{\text{ізотерм}}}{l} = \frac{N_{\text{ізотерм}}}{N_{\text{інд}}}, \quad (12.43)$$

і використовується для охолоджуваних компресорів, він порівнює роботу компресора з роботою ізотермічного стиснення. Для поршневих компресорів $\eta_{\text{ізотерм}} = 0,65 \dots 0,75$.

Адіабатний к.к.д. визначається наступним чином:

$$\eta_{\text{адіаб}} = \frac{l_{\text{адіаб}}}{l} = \frac{N_{\text{адіаб}}}{N_{\text{інд}}}. \quad (12.44)$$

Він використовується для неохолоджуваних компресорів і порівнює роботу реального компресора з роботою оборотного адіабатного стиснення. Адіабатний к.к.д. компресора ще називають **внутрішнім відносним к.к.д.** і позначають:

$$\eta_{\text{відн}} = \eta_{\text{адіаб}} = \frac{l_{\text{адіаб}}}{l_{\text{вн}}} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2\partial} - h_1}, \quad (12.45)$$

де $l_{\text{адіаб}}$ – робота оборотного адіабатного стиснення; $l_{\text{вн}}$ – робота реального процесу стиснення (внутрішня робота); h_1, h_2 – ентальпія газу на початку та в кінці оборотного адіабатного стиснення; $h_{2\partial}$ – ентальпія газу в кінці необоротного адіабатного стиснення.

Практично для різних компресорів, які працюють без штучного охолодження, цей коефіцієнт достатньо високий ($\eta_{\text{адіаб}} = 0,7 \dots 0,9$).

Величини коефіцієнтів $\eta_{\text{ізотерм}}$ та $\eta_{\text{адіаб}}$ отримують дослідним шляхом, оскільки і ізотермічний та адіабатний процеси стиснення газу можуть розглядатися тільки як теоретичні.

Дійсний або ефективний к.к.д. компресора, якщо використовувати величини ізотермічного або адіабатного к.к.д., можна записати ще таким чином:

$$\eta_{\text{д}} = \eta_{\text{ізотерм}} \cdot \eta_{\text{мех}} \quad \text{або} \quad \eta_{\text{д}} = \eta_{\text{адіаб}} \cdot \eta_{\text{мех}}. \quad (12.46)$$

У деяких випадках енергетичну довершеність компресорів оцінюють **ексергетичним к.к.д.** – як ступінь незворотності процесів стиснення у цих машинах (як охолоджуваних, так і неоохолоджуваних):

$$\eta_{\text{екс}} = \frac{E_{Q\text{відв}}}{E_{Q\text{підв}}} = \frac{E_{Q\text{вих}} - E_{Q\text{вх}} + E_Q(q_{\text{відв}})}{l_{\text{д}}}. \quad (12.47)$$

Для неоохолоджуваних компресорів ($q_{\text{відв}} = 0$) ця формула прийме вигляд:

$$\eta_{\text{екс}} = \frac{E_{Q\text{відв}}}{E_{Q\text{підв}}} = \frac{E_{Q\text{вих}} - E_{Q\text{вх}}}{l_{\text{д}}}. \quad (12.48)$$

Формула (12.48) справедлива і для компресорів, що охолоджуються, у випадку, якщо теплота, яка відводиться, не використовується. Якщо параметри газу на вході в компресор не відрізняються від параметрів навколишнього середовища, то $E_{Q\text{вх}} = 0$ і вираз ще більш спрощується:

$$\eta_{\text{екс}} = \frac{E_{Q\text{відв}}}{E_{Q\text{підв}}} = \frac{E_{Q\text{вих}}}{l_{\text{д}}}, \quad (12.49)$$

де $E_{Q\text{вих}} = h_{\text{вих}} - h_{\text{нс}} - T_{\text{нс}}(s_{\text{вих}} - s_{\text{нс}})$ – ексергія газу на виході із компресора; $h_{\text{вих}}, s_{\text{вих}}$ та $h_{\text{нс}}, s_{\text{нс}}$ – ентальпія та ентропія газу, відповідно, на виході із компресора та за умов навколишнього середовища; $T_{\text{нс}}$ – абсолютна температура навколишнього середовища.

Для рівноважних оборотних процесів стиснення $\eta_{\text{екс}} = 1$.

12.5. Термодинамічні особливості окремих видів компресорів

Викладені у попередніх підрозділах відомості стосувалися компресорів статичного стиснення, однак нескладно зрозуміти, що опис процесів у лопатних або, як їх ще називають, турбокомпресорах по суті нічим не відрізняється від опису процесів поршневих компресорів. Незважаючи на певні формально значні відмінності принципу дії компресорів динамічного стиснення (до- та відцентрових і осьових) від принципу дії поршневих ком-

пресорів, відповідний аналіз показує, що процеси у компресорах динамічного стиснення характеризуються такими самими термодинамічними співвідношеннями, що й процеси у поршневому компресорі.

Щоб упевнитися в цьому, розглянемо рівняння першого закону термодинаміки для потоку:

$$q_{1-2} = (h_2 - h_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + l_{\text{техн}} + l_{\text{тр}}, \quad (12.50)$$

і трансформуємо його стосовно процесу течії газу у турбокомпресорі без тертя.

Індексом 1 позначимо стан газу у вхідному, а індексом 2 – у вихідному патрубках компресора. Різницею висот $z_2 - z_1$ можна знехтувати, оскільки вона досить незначна. Також можна прийняти, що $w_1 \approx w_2 \approx 0$ – оскільки швидкості газу на вході в робочі лопатки диска компресора w_1 і на виході з дифузора w_2 дійсно досить малі. Стосовно процесу стиснення газу в компресорі величина $l_{\text{техн}}$, яка фігурує у залежності (12.50) представляє собою технічну роботу стиснення у циклі компресора і визначається з формули (12.9). Позначимо її, як і раніше, через l . За умовою, робота тертя $l_{\text{тр}} = 0$. З урахуванням цих спрощень з виразу (12.50) отримуємо:

$$q_{1-2} = (h_2 - h_1) + l. \quad (12.51)$$

У цьому рівнянні q_{1-2} – теплота, яка відводиться від газу у процесі його стиснення. Враховуючи те, що $q_{1-2} < 0$ (теплота відводиться) отримуємо $l = -(h_2 - h_1 - q_{1-2})$, що збігається з рівнянням (12.23) для поршневого компресора. Звідси видно, що процес стиснення у турбокомпресорі дійсно описується такими самими рівняннями, які використовуються для опису процесу стиснення у поршневому компресорі.

Розглянемо тепер деякі основні термодинамічні особливості компресорів динамічного стиснення на прикладі двох їх різних представників – лопатного та струминного.

До лопатних машин відносяться осьові та радіальні (доцентрові) машини. Лопатний компресор – це тіло обертання. У ньому стиснення та переміщення газу відбувається, головним чином, під дією відцентрових (або доцентрових) сил, які розвиваються при обертанні газу в радіальних каналах між лопатками робочого колеса. У робочому колесі газу надається механічна енергія, під дією цих сил газ переміщується за досить складною траєкторією від центру до периферії, і при цьому його швидкість, тиск та температура зростають.

Однорядне робоче колесо разом з пристроями, необхідними для спрямування і розподілу потоків газу називають **ступенем лопатного компресора** (рис. 12.16).

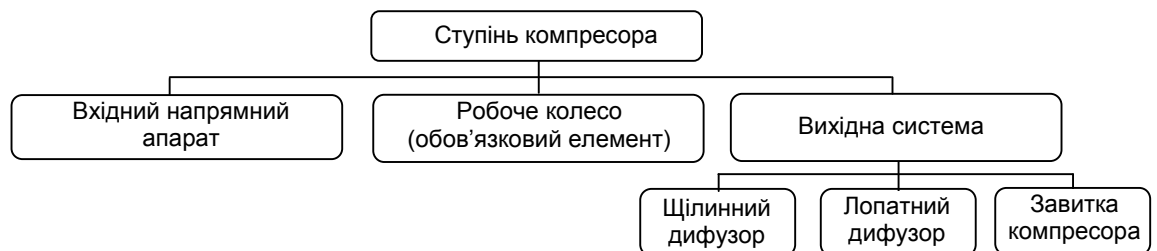


Рис. 12.16 – Узагальнений склад ступеня компресора динамічного стиснення

Вхідний напрямний апарат призначений для створення попереднього закручення газу та для його підведення до робочого колеса, може встановлюватися тільки на одноступінчатих і перших ступенях багатоступінчатих компресорів. Вхідний пристрій має забезпечити симетрію газового потоку, рівномірне заповнення всіх каналів і мінімальність гідравлічних втрат.

Робоче колесо є обов'язковим елементом, яке призначене для перетворення механічної енергії обертання колеса на кінетичну та потенціальну енергію газового потоку. Воно виконує наступні основні функції: підводить механічну роботу, проштовхує робоче тіло і підвищує його тиск. За конструктивною формою може бути відкрите, закрите та напівзакрите.

Щілинний дифузор призначений для гальмування потоку та підвищення тиску і представляє собою радіальну або похилу щілину зі змінним прохідним перерізом, в якій газовий потік рухається від центру до периферії. Пристрій є обов'язковим елементом для радіального компресора. Характеризується відносно низьким к.к.д., однак має і позитивну сторону – перехід від надзвукової швидкості у дозвукову відбувається без пульсацій і ущільнень потоку, які призводять до значних втрат енергії.

Лопатний дифузор (напрямний апарат) представляє собою нерухомий лопатний вінець і виконує таку саму функцію, що й щілинний дифузор. Він є обов'язковим для осевого компресора. Має більш високий к.к.д. із-за меншої довжини траєкторії руху частинок газу, однак втрати в ньому суттєво вищі.

Завитка компресора (спіральний збірник) – профільований канал, де відбувається гальмування потоку і його накопичення для подачі в загальний колектор (трубопровід).

Зовнішній вигляд ступеня лопатної машини на прикладі відцентрового компресора наведений на рис. 12.17.

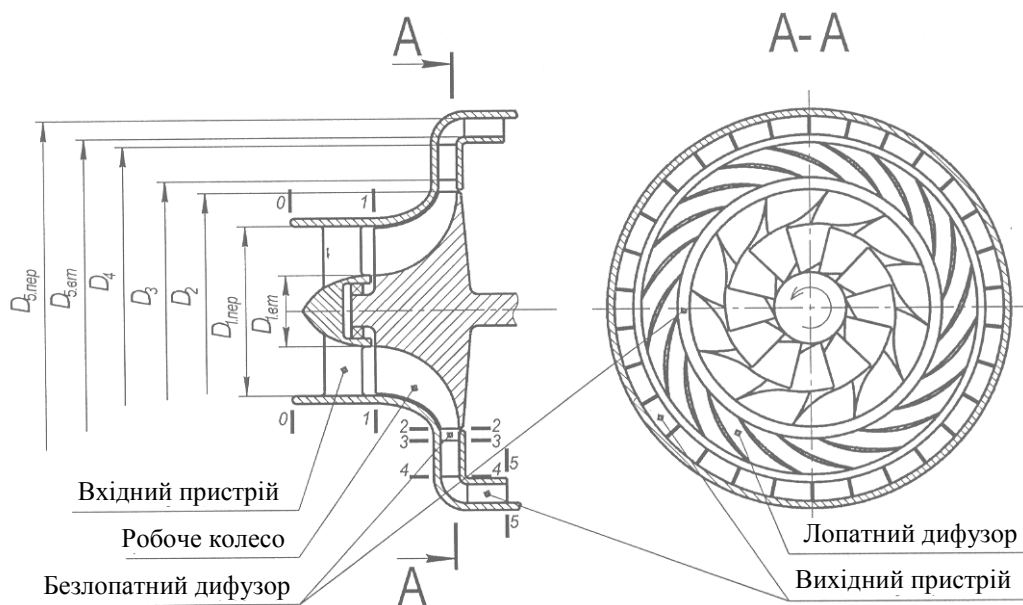
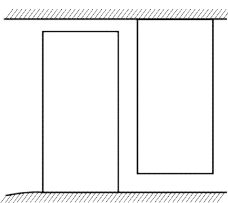
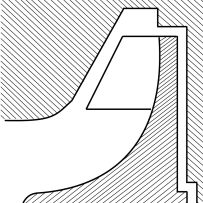
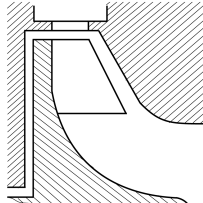
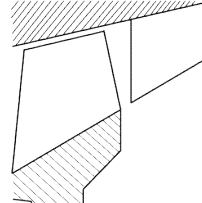


Рис. 12.17 – Основні елементи відцентрового компресора

Порівняння основних типів лопатних динамічних компресорів та їх параметрів наведено у таблиці 12.3.

Таблиця 12.3 – Порівняльна характеристика основних типів лопатних компресорів

Тип турбомашини	Осьова	Радіальна		Діагональна
		відцентрова	доцентрова	
Зображення				
Відмітна особливість	Рух газу паралельно осі обертання	Рух газу від центра до периферії	Рух газу від периферії до центра	Проміжний тип між осьовою та радіальною
Величина ступеня стиснення	До 2	До 12	До 6	До 5
Максимальна величина к.к.д.	0,92	0,85	0,88	0,90
Рівень к.к.д. за малих витрат газу	Низький	Прийнятний	Прийнятний	Прийнятний
Створення багатоступінчатої машини	Зниження к.к.д. незначне. Конструктивних труднощостей немає	Суттєве падіння к.к.д. через поворот потоку. Значне збільшення діагональних та осьових розмірів		Зниження к.к.д. незначне. Конструктивних труднощостей немає. Добре узгоджуються з осьовими ступенями

В основі розрахунку турбокомпресорів, як і інших машин динамічного типу, знаходяться кілька основних рівнянь: **суцільності** (рівняння витрати), **кількості руху** або **моментів кількості руху** (рівняння Ейлера) і **рівняння збереження енергії** у механічній (рівняння Бернуллі) та тепловій (перший закон термодинаміки для потоку) формах.

У випадку розрахунку турбокомпресорів, які стискують реальні гази, додатково використовують рівняння руху в'язкого середовища – диференціальні рівняння Нав'є–Стокса, які за своєю суттю також можуть розглядатися як рівняння імпульсу.

При аналізі схеми течії газового потоку у будь-якій довільно виділеній ділянці робочого колеса приймають наступні позначення швидкостей:

w – абсолютна або швидкість газу відносно нерухомої системи відліку;

u – колова або переносна швидкість;

c – відносна або швидкість потоку відносно рухомих елементів лопатної машини.

Величина будь-якої швидкості потоку у лопатній машині є функцією чотирьох змінних $w_i = f(r, u, a, t)$ – відстані виділеного об'єму до осі обертання, довжини кола, відстані вздовж осі переміщення та кроку між лопатками.

Оскільки характер руху газового потоку у лопатній машині досить складний, то при моделюванні процесу переміщення окремої виділеної частинки газу приймають тривимірну систему координат і будь-який вектор абсолютної швидкості газової частинки може бути розкладений на проекції: осьову – w_a , радіальну – w_r , колову – w_u (рис. 12.18, а). Крім цього, існує ще так звана меридіальна проекція – w_m . Нескладно показати, що

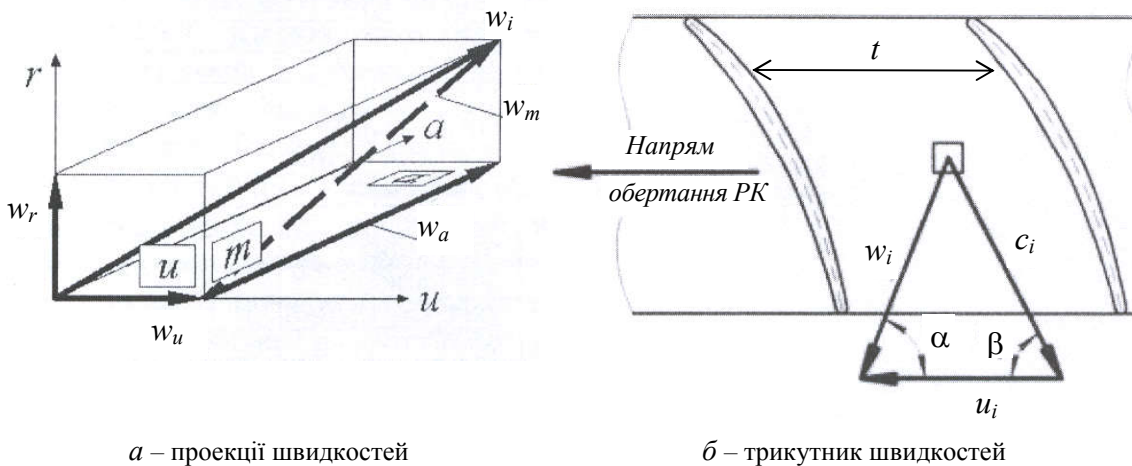
$$w_m = \sqrt{w_a^2 + w_r^2}.$$

Враховуючи, що робоче колесо обертається з кутовою швидкістю ω_0 , то виділений окремий газовий об'єм, який знаходиться у міжлопатних каналах має колову швидкість:

$$u = \omega_0 \cdot r = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{2\pi \cdot r \cdot n}{60}, \quad (12.52)$$

де r – відстань від осі обертання до виділеного об'єму; n – частота обертання ротора, с^{-1} .

З іншого боку, виділений об'єм рухається відносно рухомих обертових елементів машини з відносною швидкістю $\bar{c}$. Векторна сума цих швидкостей $\bar{w} = \bar{c} + \bar{u}$ відповідає абсолютній швидкості $\bar{w}$, з якою виділений об'єм рухається відносно глобальної системи координат, що направлена по дотичній до лінії течії. Ця векторна рівність може бути зображена у вигляді векторного трикутника, який називають **трикутником швидкостей** (рис. 12.18, б).



а – проекції швидкостей

б – трикутник швидкостей

**Рис. 12.18 – Схема течії виділеного об'єму у робочому колесі лопатної машини:
 α , β – кути колової швидкості потоку, відповідно, у абсолютному та відносному русі**

У теорії лопатних машин розглядають два трикутники: на вході в робоче колесо і на виході з нього. Якщо два трикутники швидкостей побудувати з одною вершиною у спільній точці, то отримують **план швидкостей**. Ці характеристики дозволяють визначити у першому наближенні форму лопатки.

До основних вихідних даних для розрахунку компресора відносять частоту обертання (або кутову швидкість) робочого колеса, секундну витрату газу, степінь підвищення тиску, тиск газу та його температуру на вході. Для багатоступінчатих компресорів додатково задають розподіл коефіцієнта затраченої роботи за ступенями.

Рівняння суцільності використовують для визначення площі прохідних перерізів газового тракту. Це рівняння виражає закон збереження маси газу і встановлює взаємозв'язок між секундною витратою m , осьовою складовою абсолютної швидкості руху газу w_a , його густиною ρ та площею прохідного перерізу f .

Для будь-якого перерізу при усталеному режимі роботи залежність буде мати вигляд:

$$m = w_a \cdot \rho \cdot f = \text{const}. \quad (12.52)$$

Це класична форма запису рівняння, яка справедлива для випадків усталеної течії. Необхідно відмітити, що для всіх варіантів запису цього рівняння фігурує проекція швид-

кості нормальна до поверхні течії, тобто для радіальної течії витрата визначається радіальною складовою, а для осьових машин – осьовою складовою швидкості.

Записавши це рівняння для перерізу $I-I$ (див. рис. 12.17) можна визначити зовнішній діаметр робочого колеса на вході:

$$D_{ex1} = \sqrt{\frac{4m}{\pi \cdot w_{a1} \cdot \rho_{ex}(1 - G^2)}}, \quad (12.53)$$

де w_{a1} – осьова складова абсолютної швидкості руху газу на вході (знаходиться в межах 60...120 м/с); $G = D_{em} / D_{ex1}$ – конструктивний параметр: відношення діаметра втулки до зовнішнього діаметра робочого колеса на вході (задається в межах 0,3...0,5).

Таким чином зовнішній діаметр робочого колеса на вході залежить від секундної витрати і вхідної густини газу ρ_{ex} . Рівняння суцільності установлює зв'язок між параметрами стану робочого тіла, швидкістю і розмірами каналу. Однак воно не дозволяє ув'язати параметри потоку з величиною підведеної (чи відведеної) роботи, і в цьому полягає його обмеженість.

Формула Ейлера дозволяє встановити крутний момент на робочому колесі $M_{кр}$, за величиною якого може бути обрахована питома робота, необхідна на стиснення одиниці маси газу, із виразу $l = M_{кр} \cdot \omega_0 / m$, де ω_0 – кутова швидкість колеса.

Відповідно до теореми моментів кількості руху, момент імпульсу зовнішніх сил $M_{кр} \cdot \tau$ дорівнює зміні моменту кількості руху маси газу в робочому колесі. При усталеному русі зміна моменту кількості руху відбувається тільки за рахунок вхідних (m_{ex}) і вихідних ($m_{вих}$) мас газу, причому $m_{ex} = m_{вих} = m \cdot \tau$. Таким чином, згідно з теоремою:

$$M_{кр} \cdot \Delta\tau = m \cdot \Delta\tau(w_{u2} \cdot r_2 - w_{u1} \cdot r_1),$$

звідки крутний момент на робочому колесі:

$$M_{кр} = m(w_{u2} \cdot r_2 - w_{u1} \cdot r_1), \quad (12.54)$$

де w_{u1} , w_{u2} – колові складові абсолютної швидкості на вході в робоче колесо та на виході із нього, м/с; r_1 , r_2 – радіуси робочого колеса на вході в його середньому перерізі та на виході (розміщення цих перерізів наведено на рис. 12.17), м.

Це рівняння моментів кількості руху стосовно лопатних компресорів. Воно встановлює зв'язок роботи, яка передається лопатками потоку з його кінематичними параметрами. Перевагою цього рівняння є те, що його використання не вимагає знання розподілу тиску на поверхні лопаток, а тільки знання кінематичних параметрів на вході і виході робочого колеса.

Висновки, які випливають з рівняння (12.54):

- робота, яка підводиться у турбомашині визначається тільки коловою швидкістю і різницею проекцій абсолютної швидкості на коловий напрям;
- якщо добуток колової швидкості на проекцію абсолютної швидкості на вході більший такого самого добутку на виході, то робота підводиться до тіла і навпаки;
- роботу можна збільшити за рахунок збільшення колової швидкості шляхом збільшення частоти обертання ротора і зростання його радіуса, а також за рахунок збільшення проекції абсолютної швидкості.

Третє рівняння – рівняння збереження енергії дозволяє встановити взаємозв'язок питомої роботи з термодинамічними параметрами газового потоку. Питому роботу можна

визначити за виразом, який наводимо без виведення і який називають рівнянням збереження енергії у механічній формі для абсолютного руху (рівняння Бернуллі):

$$h_T = \frac{M_\kappa \cdot \omega_0}{m} = l = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + l_{rk}, \quad (12.55)$$

де h_T – теоретичний або Ейлерів напір, який виступає тут в якості питомої роботи, тобто енергетичним параметром, Дж/кг; ω_0 – кутова швидкість обертання колеса, с^{-1} ; l – питома робота; l_{rk} – робота, затрачена на переборення сил в'язкого тертя (гідравлічні втрати або енергія дисипації).

Висновок, який випливає з рівняння (12.55) – робота, яка підводиться до компресора, витрачається на підвищення тиску (перша складова), зміну кінетичної енергії потоку (друга складова) та переборення гідравлічних втрат – третя складова у правій частині виразу. Основна задача компресора – стиснення робочого тіла, тому другий і третій члени правої частини виразу мають бути мінімальними, тобто щоб кінетична енергія мала незначну зміну, а гідравлічний опір був мінімальним.

Рівняння збереження енергії у механічній формі для відносного руху використовують тільки для потоку в робочому колесі і воно має вигляд:

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} - l_{r1-2}. \quad (12.56)$$

Наслідок рівняння – зміна потенціальної енергії сил тиску (підвищення тиску або напір) відбувається за рахунок дії інерційних (доцентрових) сил при переміщенні одиниці маси робочого тіла $\left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}\right)$ і гальмування потоку у відносному русі $\left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2}\right)$, наперекір дії гідравлічного опору l_{r1-2} . Сумарно перші дві складові утворюють так званий п'єзометричний або статичний напір.

Рівняння збереження енергії у тепловій формі ми вже наводили, коли аналізували перший закон термодинаміки для потоку, і в інтегральній формі стосовно лопатних машин воно прийме вигляд:

$$Q_{\text{підв}} + L_M = (h_2 - h_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = h_2^* - h_1^* = c_p(T_2^* - T_1^*), \quad (12.57)$$

де $Q_{\text{підв}}$, L_M – відповідно, підведена лопатками до потоку теплота і механічна робота; h , w , T – відповідно, ентальпія, абсолютна швидкість та температура потоку; h^* , T^* – відповідно, повна ентальпія та повна температура потоку (повними параметрами називають термодинамічні параметри адіабатно загальмованого робочого тіла, які дещо більші, ніж такі самі характеристики рухомого потоку, оскільки при гальмуванні відбувається місцеве стиснення, і кінетична енергія руху переходить у потенціальну силу тиску та у внутрішню енергію); c_p – ізобарна теплоємність робочого тіла; 1, 2 – відповідно, вхід та вихід системи.

Додатково відмітимо, що для турбокомпресорів воно також може записуватися для абсолютного та відносного рухів робочого тіла, і дозволяє виділити наступні наслідки:

– повна температура або температура адіабатно загальмованого робочого тіла, змінюється тільки тоді, коли в робочому процесі підводиться теплота чи виконується робота. Стосовно компресора це означає, що температура загальмованого потоку буде змінюватися тільки в робочому колесі, оскільки саме в ньому здійснюється підведення енергії. Також необхідно відмітити, що на величину повної температури, на відміну від повного тиску, не впливають втрати енергії у потоці L_r ;

– робота інерційних сил і підведена у процесі теплота, витрачається на зміну ентальпії та кінетичної енергії потоку у відносному русі;

– температура потоку загальмованого у відносному русі не залежить від гідравлічної довершеності компресора і змінюється тільки при підведенні теплоти та дії інерційних сил. У турбокомпресорі робоче тіло рухається від меншого діаметра до більшого ($u_2 > u_1$) і гальмується у відносному русі ($c_1 > c_2$), і тоді із (12.57) випливає, що статична температура зростає внаслідок гальмування потоку у відносному русі та роботи інерційних сил.

Течія реального робочого тіла у каналах компресора має досить складний просторовий і нестационарний характер. Вона може бути до-, транс- або надзвуковою і мати значну турбулентність. Одночасно з основною течією виникають і паразитні течії, на підтримку існування яких витрачається енергія, що класифікується при цьому як гідравлічні втрати.

У міжлопатному каналі розрізняють кілька видів гідравлічних втрат:

1) профільні (втрати тертя між частинками потоку; крайкові; хвильові, які виникають при зростанні швидкості руху; пов'язані з відривом потоку від поверхонь; на охолодження);

2) конечні (тертя на конечних стінках, вторинні втрати – за рахунок утворення парного, підковоподібного та міжлопатних вихорів);

3) у зазорах (радіальних, осевих, дискових).

З іншого боку, у реальному процесі стиснення відбувається тертя частинок газу між собою і до стінок каналу, в результаті чого виділяється додаткова теплота тертя, яка призводить до збільшення його ентропії. Вплив підведення теплоти тертя шкідливий, оскільки призводить до підвищення статичної температури, а при цьому густина газу зменшується, тобто виникають процеси, зворотні тим, заради чого відбувається стиснення.

Таким чином, при розрахунку турбокомпресорів з урахуванням властивостей реальних робочих середовищ необхідно розуміти, що з точки зору термодинаміки, процес стиснення у них суттєво відхиляється від ізоентропи (він є політропним, з показником $n = 1,45 \dots 1,55$), а газовий потік є просторово неоднорідним, нестационарним і в'язким. Складність дійсного характеру течії робить необхідним для виконання розрахунків використання тих або інших припущень, які спрощують фізичну картину процесу стиснення потоку, при цьому частину параметрів заміняють їх усередненими величинами або безрозмірними характеристиками. Найбільш часто приймають середні значення тиску, швидкості, температури, густини. Наприклад, для одномірного потоку такими параметрами є тиск гальмування, температура гальмування і швидкісний коефіцієнт, які можна отримати із рівняння енергії шляхом його перетворення за допомогою рівняння ізоентропи і які носять назву **газодинамічних функцій**.

Газодинамічні функції представляють собою співвідношення параметрів рухомого і адіабатно загальмованого потоків. Ці функції залежать тільки від фізичних властивостей газу (показника адіабати k) та швидкісного коефіцієнта $\varepsilon = w / w_{кр}$, де w – швидкість потоку, $w_{кр}$ – критична швидкість течії газу (яка відповідає місцевій швидкості звуку в середовищі, тобто, $w_{кр} = a_{зв}$, і тоді цей коефіцієнт трансформується у число Маха M , при цьому $M = w_{кр} / a_{зв} = 1$).

У багатьох випадках використання швидкісного коефіцієнта замість числа Маха є більш зручним, хоча ці величини мають однозначну залежність:

$$\varepsilon^2 = \frac{(k+1)M^2}{(k-1)M^2 + 2} = \frac{\frac{k+1}{2}M^2}{1 + \frac{k-1}{2}M^2}. \quad (12.58)$$

Газодинамічні функції дозволяють у рівняннях, які характеризують рух газу, замість температури T , тиску p , густини ρ і швидкості w використовувати тільки один параметр – швидкісний коефіцієнт ε , що суттєво спрощує розрахунки.

Значення газодинамічних функцій температури, тиску і густини знаходяться у діапазоні:

$$0 \leq p(\varepsilon) \leq \rho(\varepsilon) \leq T(\varepsilon) \leq 1.$$

Потужність, яка затрачається на привід компресора, визначається питомою роботою і секундною витратою газу, з урахуванням механічних втрат (тертя елементів робочого колеса до газового потоку, тертя в підшипниках тощо):

$$N = \frac{l \cdot m}{\eta_{\text{мех}}}, \quad (12.59)$$

де $\eta_{\text{мех}}$ – механічний к.к.д. компресора.

На завершення розглянемо ще один вид динамічних компресорів – струминні, які в деяких класифікаціях взагалі відносять до окремого типу спеціальних компресорів.

У струминних апаратів майже двохсотлітня історія. У другій половині XVIII ст. отримали широке застосування парові машини І. Ползунова та Дж. Уатта. Саме для них у 1818 р. француз Манурі д'Енто запропонував пристрій для подачі води в топку парової машини за допомогою пари, яка нею і вироблялась. Його конструкцію удосконалив у 1858 р. французький інженер Анрі Жіффар, отримавши перший патент на струминний апарат (СА) – паровий інжектор (фр. *injecteur* – вкидати) для подачі води в паровий котел дирижабля, а потім і паровоза. Розвиток струминних технологій відбувався одночасно з розвитком фізики, математики та термодинаміки. У 1859 р. шотландський вчений Вільям Ренкін описав водоводяний струминний насос, а німецький фізик Цейнер вперше спробував теоретично обґрунтувати його роботу. У 1890 р. німецький вчений Франц Грасгоф виклав теорію розрахунку інжектора, на основі якої були випущені тисячі СА, що до середини XX ст. широко застосовувалися у паровозах, пароплавах та парових котельнях.

У 1905 р. француз Луї Гіттон використав паровий ежектор (фр. *ejecteur* – викидати) – струминний пристрій для створення вакууму в конденсаторі парової турбіни, що суттєво покращило умови її роботи. Поглиблення вакууму на 2 мм рт. ст. у конденсаторі турбіни потужністю 300 МВт дозволяє додатково виробити до 60000 МДж електроенергії за добу.

Перший інжектор у СРСР було застосовано у листопаді 1924 р. при запуску системи централізованого теплопостачання у Ленінграді. Струминними технологіями серйозно займалися ЦАГІ, МВТУ ім. Баумана, ЦКТИ ВНДІАЕС та багато інших галузевих інститутів. У Всесоюзному теплотехнічному інституті діяла лабораторія теплофікації під керівництвом проф. Соколова Юхима Яковича (1905–1999), а в подальшому – його учня, проф. Миколи Михайловича Зінгера, в якій було виконано багато завдань, хоча й з одиничним ефектом, до прикладу: струминний ежектор для видалення водню у силовій установці підводних атомободів, аналогічний пристрій для космічного апарата “Буря” тощо. У Московському авіаційному інституті був запропонований на основі струминних технологій двигун, що

використовував для створення робочого імпульсу тільки енергію атмосферного тиску повітря і мав непоганий к.к.д. – під 70 %.

Порівняно з іншими типами компресорного обладнання СА мають певні переваги:

- вони вирізняються простотою конструкції, у них відсутні швидкообертові частини, що можуть ламатися, виходити з ладу або потребувати наладки чи заміни;
- оскільки вони не потребують суттєвого обслуговування, то їх можна використовувати у важкодоступних місцях, а незначні розміри дозволяють розміщення у будь-якому положенні, відсутність обертових деталей мінімізує знос робочих поверхонь;
- вони виготовляються практично з будь-якого матеріалу, що піддається машинній обробці – чавуну, бронзи, нержавіючої сталі тощо, вартість їх виготовлення незначна;
- їх можна використовувати в умовах вибухонебезпечної атмосфери, без застосування додаткових запобіжників, оскільки в них відсутні електричні частини.

Струминними апаратами називають пристрої, в яких здійснюється *інжекція* – процес, оснований на передачі кінетичної енергії одного потоку іншому потоку, шляхом безпосереднього контакту (змішування). Їх принциповою особливістю є підвищення тиску потоку за відсутності безпосередньої затрати механічної енергії. При цьому потоки, що змішуються можуть бути як в однаковому так і в різних фазових станах. У процесі змішування їх фазовий стан може залишатися без змін, а може і змінюватися. Потік, який вступає у процес змішування, маючи більшу швидкість, називається *робочим* (або ежектуєм), а меншу – *інжектованим*. Залежно від властивостей і умов взаємодії робочого та інжектованого потоків у струминних апаратах можуть виникати деякі додаткові процеси, що специфічні тільки для апаратів певного типу. Також ці апарати можуть працювати як за замкнутою, так і за відкритою схемою. У перших, інжектований потік циркулює у замкнутому контурі – це ежекторні холодильні машини для охолодження води при кондиціюванні повітря. В установках відкритої схеми, стиснений потік виводиться в навколишнє середовище – це струминні компресори для підвищення тиску відпрацьованого газу.

Як правило, у струминних апаратах на початку відбувається перетворення потенціальної енергії і теплоти в кінетичну енергію. У процесі руху через проточну частину апарата здійснюється вирівнювання швидкостей потоків, що змішуються, а потім зворотне перетворення кінетичної енергії суміші у потенціальну енергію або теплоту. Зазвичай тиск суміші на виході з апарата вищий тиску інжектованого потоку перед апаратом, але нижчий тиску робочого потоку (хоча, іноді у пароводяних інжекторах тиск суміші може бути вищим тиску робочого потоку). Принципова схема струминного апарата наведена на рис. 12.19.

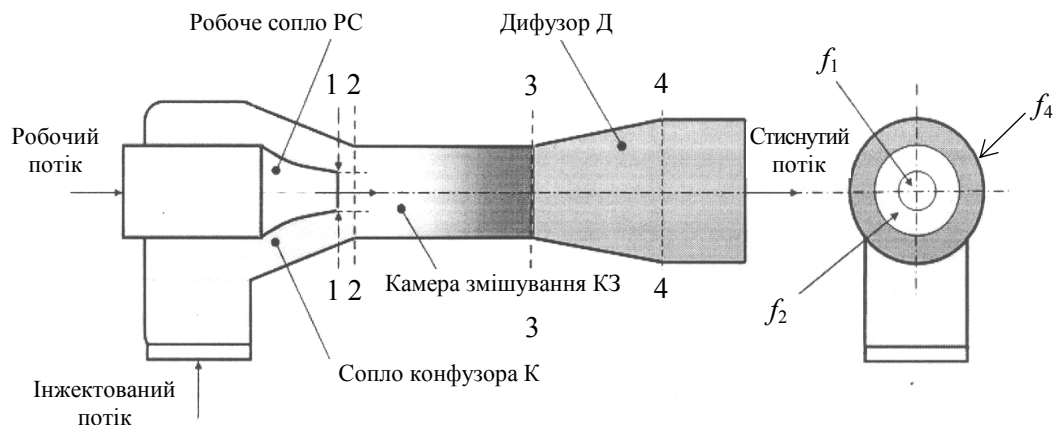


Рис. 12.19 – Принципова схема струминного апарата

Основними елементами апарата є робоче сопло РС, виконане у формі сопла Лавалю і яке може мати, залежно від призначення, робочу частину, що розширюється або звужується; приймальна камера ПК та камера змішування – конфузор К або дифузор Д (залежно від функціонального призначення СА). Потіки робочого та інжекторного середовищ поступають у камеру змішування, де відбувається вирівнювання швидкостей, що супроводжується, як правило, підвищенням тиску, а далі змішаний потік поступає у дифузор, де його тиск ще більше підвищується. Підвищення тиску інжекторного потоку без прямої затрати механічної енергії є основною і принциповою якістю струминних апаратів.

Завдяки цій якості, використання струминних апаратів у багатьох галузях дозволяють отримати більш прості і надійні технічні рішення порівняно з використанням механічних нагнітачів, таких як компресори, насоси, газодувки, вентилятори тощо.

Розглянемо принципову схему такого нагнітача – струминного компресора і проаналізуємо процеси, що відбуваються в ньому за допомогою h - s -діаграми (рис. 12.20).

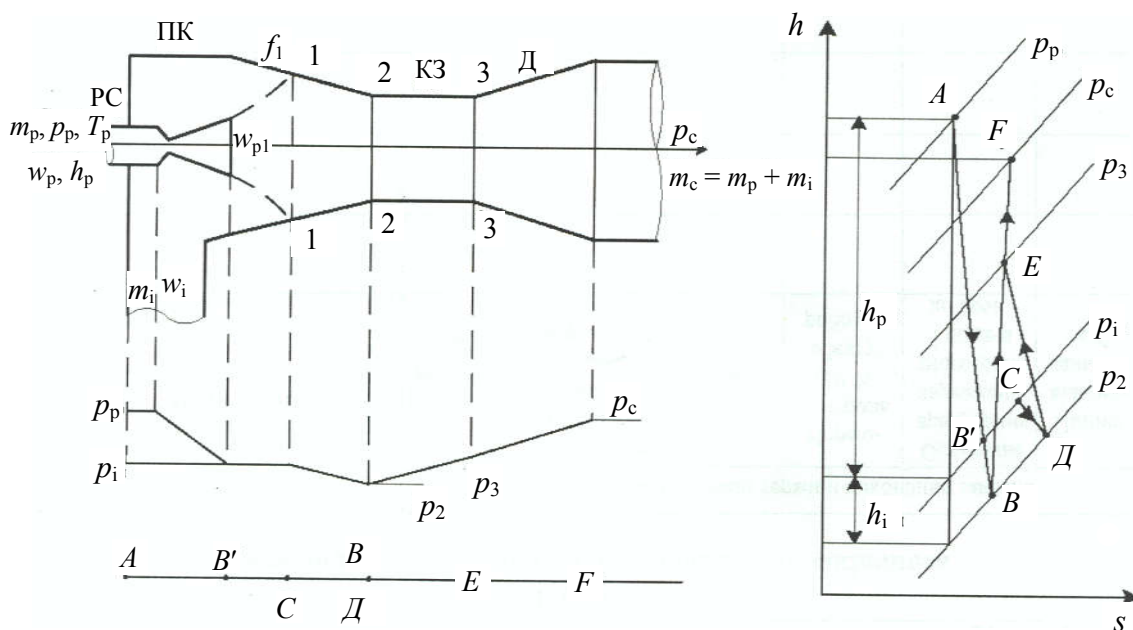


Рис. 12.20 – Схема дії струминного компресора і його процеси в h - s -діаграмі

Робочий (ежектуючий) потік пари або газу з параметрами p_p , T_p і швидкістю w_p підводиться до робочого сопла. Стан цього потоку перед апаратом визначається точкою A на діаграмі. Далі потік розширюється у соплі за політропою $A-B'$, з пониження тиску до p_i та підвищенням швидкості до w_{p1} . Його стан у кінці процесу розширення визначається точкою B' . При цьому робоча пара або газ, виходячи з сопла із швидкістю w_{p1} , більшою за швидкість звуку, підсмоктує з приймальної камери ПК холодний інжекторований потік, що підходить до неї з тиском p_i та швидкістю w_i , стан якого характеризується точкою C .

У міру віддалення від зрізу сопла масова витрата рухомого потоку постійно збільшується за рахунок додаткового приєднання маси інжекторованого середовища, через що його поперечний переріз неперервно зростає. До перерізу f_1 ежекторований та інжекторований потоки течуть окремо, не змішуючись. Переріз f_1 уже весь заповнений потоком $m_c = m_p + m_i$, і в цьому перерізі, а також за ним у камері змішування КЗ здійснюється його інтенсивний імпульсний обмін та турбулентне перемішування.

У вхідній ділянці камери змішування від перерізу 1–1 до перерізу 2–2 здійснюється подальше розширення робочого (процес $B'-B$) та інжектованого (процес $C-D$) середовищ до тиску p_2 . Циліндрична камера змішування дає найбільший степінь відновлення тиску. На вході у камеру змішування, швидкості робочого потоку w_{p2} та інжектованого w_{i2} відповідно, пропорційні перетворенням кінетичної енергії $(h_p + h_i) \cdot \varphi_p^2$ та $h_i \cdot \varphi_i^2$ (де φ_p^2 та φ_i^2 – коефіцієнти пропорційності). Саме в ній відбувається вирівнювання швидкостей і підвищення тиску у змішаному потоці (процеси $B-E$ та $D-E$). Стан змішаного потоку на виході із камери змішування визначається точкою E .

Далі потік поступає в дифузор D , в якому відбувається подальше перетворення кінетичної енергії у потенціальну та теплоту, тобто тиск продовжує зростати з одночасним зменшенням швидкості від w_3 до w_c , тому на виході із дифузора тиск суміші стає більшим тиску інжектованого газу. Стан потоку за апаратом визначається точкою F , в якій статичний тиск середовища відповідає тиску p_c , а ентальпія – h_c .

Таким чином, розрахунок струминного компресора обмежується визначенням відповідних параметрів на виході із камери змішування (переріз 3–3) або дифузора (переріз 4–4) на основі параметрів течії робочого (переріз 1–1) та інжектованого (переріз 2–2) потоків. Ці розрахунки мають багато загального, оскільки термодинамічні процеси, характерні для всіх без виключення апаратів у будь-якій ділянці камери змішування, описуються відомими трьома законами руху стаціонарних потоків (без врахування теплопровідності через стінки камери і втрат на тертя):

1) збереження енергії:

$$h_p + u \cdot h_i = (1 + u)h_c, \quad (12.60)$$

де h_p , h_i , h_c – ентальпія робочого, інжектованого і змішаного потоків, відповідно, кДж/кг; u – коефіцієнт інжекції, який дорівнює відношенню масових витрат інжектованого потоку до робочого, тобто $u = m_i/m_p$ (один із основних показників роботи струминного апарата. Величина цього коефіцієнта залежить, в основному, від степеня підвищення тиску p_c/p_i і тиску робочого потоку p_p);

2) збереження маси (суцільності потоку):

$$m_c = m_p + m_i, \quad (12.61)$$

де m_p , m_i , m_c – масові витрати робочого, інжектованого і змішаного (суміші) потоків, відповідно, кг/с;

3) збереження імпульсу, який для камери змішування довільної форми записується наступним чином:

$$I_{p1} + I_{i2} = \int_{f_{3-3}}^{f_{2-2}} p \cdot df + I_c, \quad (12.62)$$

де I_{p1} , I_{i2} – імпульс робочого та інжектованого потоків у вхідному перерізі камери змішування, Н; I_c – імпульс змішаного потоку у вихідному перерізі камери змішування, Н; $\int p \cdot df$ – інтеграл імпульсу по бічній поверхні камери змішування між перерізами 2–2 та 3–3 (див. рис. 12.20). У циліндричній камері змішування цей інтеграл дорівнює нулю; f_1, f_3 – площі відповідних поперечних перерізів, м².

Імпульс потоку в будь-якому перерізі дорівнює:

$$I = m \cdot w + p \cdot f, \quad (12.63)$$

де m – масова витрата, кг/с; w – швидкість, м/с; p – тиск, Па; f – площа поперечного перерізу, м².

Також широко використовують газодинамічні функції відносних температури, тиску, густини та питомого об'єму. Найбільш складною із цих функцій при розрахунку струминних апаратів є функція $q(\epsilon)$, яка представляє собою приведену масову швидкість, тобто відношення масової швидкості $w \cdot \rho$ ізоентропного потоку в заданому перерізі до масової швидкості цього потоку в критичному перерізі:

$$q(\epsilon) = \frac{w \cdot \rho}{a_{кр} \cdot \rho_{кр}} = \frac{f_{кр}}{f}. \quad (12.64)$$

Довершеність струминних апаратів визначається к.к.д., вираз якого має вигляд:

$$\eta = \frac{u[h_c^* - h_i^* - T_c(S_c^* - S_i^*)]}{h_p^* - h_c^* - T_{нс}(S_p^* - S_c^*)}, \quad (12.65)$$

де u – коефіцієнт інжекції; h_p^* , S_p^* , h_i^* , S_i^* , h_c^* , S_c^* – відповідно, ентальпія та ентропія робочого, інжектowanego та змішаного потоків у адіабатно загальмованому стані; $T_{нс}$ – температура робочого тіла у стані рівноваги з навколишнім середовищем, зазвичай приймають $T_{нс} = 293$ К.

Найбільш загальним випадком розрахунку струминних апаратів є розрахунок однофазних апаратів без зміни агрегатного стану, з помірним стисненням або з великим стисненням (саме їх називають струминними компресорами).

У більшості випадків при їх розрахунку вирішують наступні дві задачі:

– визначення досяжного коефіцієнта інжекції при заданих параметрах робочого (p_p , T_p або p_p , h_p) та інжектowanego (p_i , T_i або p_i , h_i) потоків на вході при заданому тиску стиснення p_c ;

– визначення досяжного тиску стиснення p_c при заданих параметрах робочого та інжектowanego потоків на вході в апарат і заданому коефіцієнті інжекції.

Кінцевою метою розрахунку є визначення його геометричних розмірів. Оптимальна відстань сопла від камери визначається із умови, що при розрахунковому коефіцієнті інжекції кінцевий переріз вільного струменя рівний вхідному перерізу камери змішування.

Більш детальну послідовність та методику розрахунку будь-якого струминного апарата наведено у фундаментальному виданні [25], а також у [26]. На сьогодні також відома достатня кількість пакетів прикладних програм їх розрахунку за допомогою ЕОМ.

У літературі струминні апарати одного і того самого типу зустрічаються під різними назвами, наприклад, інжектори, компресори, ежектори, елеватори, струминні насоси тощо. Класифікація струминних апаратів, прийнята на сьогодні, враховує сутність здійснюваних у них процесів, а самі процеси залежать у першу чергу від агрегатного стану взаємодіючих середовищ. З цієї позиції всі апарати можна розділити на три групи:

1) агрегатний стан робочого та інжектowanego середовища однаковий (паро- і газоструминні компресори, ежектори та інжектори, струминні насоси);

2) робочий та інжектований потоки знаходяться у різних агрегатних станах, які не змінюються у процесі змішування (струминні апарати для гідротранспорту, повітряні ежектори та апарати для пневмотранспорту);

3) агрегатний стан середовищ змінний – робочий та інжектований потоки до змішування знаходяться у різних фазах, а після змішування – в одній фазі (пароводяні інжектори, струминні підігрівачі).

Умови роботи струминних апаратів залежать також і від пружних властивостей (стисливості) взаємодіючих середовищ, під якою розуміють зміну об'єму середовища при зміні його тиску. На практиці існують три варіанти: а) обидва середовища пружні; б) пружне тільки одне середовище; в) обидва середовища непружні. Струминні апарати, які вразовують ці якості виконують функції насосів. Крім цього, робота таких апаратів з пружними середовищами суттєво залежить від степеня стиснення інжектованого, а також степеня розширення робочого середовищ. За цією характеристикою також виділяють три групи: 1) високий стіпень розширення і помірний стіпень стиснення; 2) значні степені стиснення та розширення; 3) значний стіпень розширення і малий стіпень стиснення.

Апарати першої групи називають газо- або пароструминними компресорами. До цих апаратів відносять пристрої підвищення тиску відпрацьованої пари або газу у газопроводі. Робочим та інжектованим середовищем в них є пара або газ. Стіпень стиснення в цих апаратах, як правило, знаходиться в межах $1,2 \leq p_c/p_i \leq 2,5$, а стіпень розширення робочого потоку у них навпаки – значний.

Пристрої другої групи – це апарати, що використовують в установках, де необхідно підтримувати глибокий вакуум і які називають газо- або пароструминні ежектори. Стіпень розширення робочого потоку у них досить значний, а відношення тисків робочого та інжектованого потоку перед ежектором у багато разів більше критичного значення. Стіпень стиснення таких апаратів $p_c/p_i \geq 2,5$.

Апаратами третьої групи є газо- або пароструминні інжектори. Стіпень розширення робочого потоку у них досить значний, але стіпень стиснення малий ($p_c/p_i \leq 1,2$). Завдяки цьому пружні властивості інжектованого і змішаного потоків проявляються слабо і тому при розрахунках таких апаратів можуть не враховуватись. До них відносять пароповітряні інжектори парових котлів, газові інжекційні пальники тощо.

Класифікація струминних апаратів з урахуванням цих особливостей та відповідно до області їх використання наведена у таблиці 12.4.

Таблиця 12.4 – Класифікація струминних апаратів

Група апаратів	Стан взаємодіючих середовищ	Властивості взаємодіючих фазових станів	Стіпень стиснення	Вид апарата
Рівнофазні	Агрегатний стан робочого та інжектованого середовищ – однаковий	Пружні середовища	1,2–2,5	Газо- і пароструминні компресори
			> 2,5	Газо- і пароструминні ежектори
		Непружні середовища	> 1,2	Газо- і пароструминні інжектори
Різнофазні	Агрегатний стан робочого та інжектованого середовищ – неоднаковий	Робоче – пружне, інжектоване – непружне	Будь-який	Струминні насоси
		Робоче – непружне, інжектоване – пружне		Струминні апарати пневмотранспорту
		Робоче та інжектоване – непружні		Водоповітряні ежектори
Змінні	Агрегатний стан одного із середовищ змінюється	Робоче – пружне, інжектоване – непружне		Струминні апарати гідротранспорту
		Робоче – непружне, інжектоване – пружне		Пароводяні ежектори
				Пароводяні змішувальні підігрівачі

У назві апарата спочатку, як правило, вказують вид робочого середовища (газ, пара, вода). Кожен з цих апаратів має свої характерні особливості, що відображаються в їх роботі і які мають враховуватися при розрахунках. Разом з тим, їх проста конструкція і висока надійність дозволяють задовольняти різноманітним вимогам. У цього типу обладнання досить низький коефіцієнт корисної дії (в середньому їх к.к.д. $\approx 0,15\text{--}0,25$), однак, незважаючи на це, воно у багатьох випадках абсолютно незамінне.

Струминні апарати часто використовують як додаткове обладнання тому, що вони легко агрегуються з іншими видами механічних нагнітачів у системах каналізації, пожежогасіння, в системах з лопатними насосами для підвищення їх ефективності, або з відцентровими насосами для відкачування з них повітря перед запуском у роботу. Крім того, їх часто застосовують в областях, де використання інших нагнітачів неефективне, наприклад, при перекачуванні забруднених або агресивних середовищ. Струминні апарати незамінні при роботі з розчинами лугів, кислот, солей, рідин, які містять в собі чужорідні включення – мастила, мазут, нафту та інші домішки; вони функціонують в областях, де необхідне дозоване змішування і розчинення різного роду середовищ.

Ці апарати випускають різних типорозмірів та конструкцій, серед яких є не тільки прості моделі, але й багатоступінчаті агрегати, що мають вбудовані регулятори. Це забезпечує широкий спектр їхнього використання, незалежно від витрати, концентрації середовища, коефіцієнта інжекції чи робочого напору.

Розглянувши основні типи компресорів з їхніми характеристиками та методами розрахунків, доцільно на завершення коротко вказати шляхи вдосконалення та розвитку компресорного обладнання.

Як показує історичний досвід, суттєве покращення будь-якого процесу можливе тільки за появи якісної зміни. Прикладом такого якісного прориву може бути авіація. Відомо, що літаки з поршневим двигуном забезпечували швидкість до 550–600 км/год і вдосконалення цього типу двигунів не давало суттєвого покращення швидкісних характеристик літаків. Необхідний був якісний стрибок, новітні принципи. Альтернативою поршневим двигунам виявився новий турбореактивний двигун, що сприяло появі якісно нових літаків.

Розглянуті способи стиснення робочого середовища мають в своїй основі механічний принцип стиснення, що здійснюється за рахунок механічної взаємодії основних робочих елементів компресорів, тому будь-які зміни всередині цього принципу стиснення не могли і не можуть дати нового якісного стрибка, а дозволяють тільки покращити основні робочі характеристики компресорів на відсотки, однак, не в рази. Тому слід шукати інші форми перетворення енергії, наприклад, на основі електричних чи магнітних полів. До прикладу, на сьогодні існують розробки МГД-прискорювачів, які здатні розігнати потік компресованого середовища до 25М, що відповідає першій космічній швидкості, з подальшим перетворенням динамічної енергії потоку на потенціальну енергію тиску. Саме тут слід очікувати нових конструктивних рішень та нових типів обладнання.

Контрольні питання

1. Визначення терміна “компресорна машина”. У чому полягає відмінність компресорної машини від власне компресора?
2. Опишіть коротко класифікаційні ознаки компресорів. Які ознаки найбільш характеризують їх з точки зору термодинаміки? У чому відмінність компресорів статичного та динамічного стиснення?
3. Коротко охарактеризуйте конструктивні особливості компресорів статичного та динамічного стиснення.

4. Охарактеризуйте області використання компресорів. За якими принципами їх класифікують?
5. Які припущення приймають при вивченні ідеального компресора, і як вони відрізняють його від реального компресора?
6. Чому в реальному компресорі подача повітря в циліндр відбувається не на всьому ході поршня?
7. Як впливає на показник політропи стиснення інтенсифікація охолодження стінок циліндра компресора?
8. Від яких причин залежить найбільший допустимий тиск стиснення у компресорі?
9. Для чого використовують багатоступінчате стиснення? У чому його переваги?
10. Як залежить робота, що витрачається на привід компресора, від показника політропи стиснення? Наведіть формулу для розрахунку повної роботи компресора для процесів: а) ізотермічного; б) адіабатного; в) політропного.
11. Покажіть на p - v -координатах ізотермічний, політропний та адіабатний процеси стиснення у компресорі. В якому із цих процесів робота, затрачена на привід, буде найменшою?
12. Що таке об'ємний к.к.д. компресора?
13. Як впливає наявність шкідливого простору на продуктивність компресора?
14. Як визначають необхідне число степенів стиснення у багатоступінчатому компресорі?
15. Що таке адіабатний та ізотермічний к.к.д. компресора?
16. Які є особливості роботи доцентрових та осьових компресорів?
17. Поясніть в p - v - та T - s -координатах індикаторну діаграму одно- та тріступінчатого компресорів.
18. Як виглядає індикаторна діаграма компресора за наявності: а) шкідливого простору; б) гідравлічного опору клапанів?
19. Що таке межа стиснення і яке її призначення? Чим обмежується степінь стиснення газу у компресорі?
20. Як підраховується кількість теплоти, що відводиться від газу, що стискається, при різних процесах стиснення?
21. Як визначається об'ємна продуктивність реального компресора з урахуванням коефіцієнта подачі?
22. Покажіть і поясніть в T - s -координатах цикл одноступінчатого ідеального компресора.
23. Чому робочий процес компресора не є термодинамічним циклом?
24. Принципова схема струминного апарата. Відмінність інжектора від ежектора. Покажіть процеси роботи струминного компресора на h - s -діаграмі.
25. Які рівняння покладені в основу розрахунку параметрів струминного компресора?