

Лекція 8. Поршневі насоси і компресори

Поршневі і плунжерні насоси належать до об'ємних насосів, в яких переміщення рідини здійснюється шляхом витіснення її з робочих камер витискувачами. Під робочою камерою об'ємного насоса розуміється обмежений простір, що поперемінно сполучається з входом і виходом насоса. Робочий орган насоса, що безпосередньо здійснює роботу витіснення рідини з робочих камер, а також часто роботу всмоктування рідини в ці ж камери, називається витискувачем. Конструктивно витискувач може бути виконаний у вигляді поршня, плунжера, пластини і так далі.

Згідно нормативів, об'ємні насоси по характеру руху витискувачів, а отже, і по характеру процесу витіснення діляться на зворотно-поступові, роторні і крильчаті.

Зворотно-поступовий насос — це об'ємний насос, в якому витіснення рідини здійснюється з нерухомих робочих камер в результаті лише прямолінійного зворотно-поступального руху витискувачів.

По вигляду витискувачів зворотно-поступові насоси діляться на поршневі і діафрагмові. До поршневих насосів в широкому сенсі цього терміну відносяться також і плунжерні насоси. Відмінність між ними полягає в конструкції витискувача і характері ущільнення. У подальшому викладі під поршневими насосами розумітимуться як власне поршневі, так і плунжерні насоси. Поршневі і плунжерні насоси класифікуються по декількох основних ознаках.

1. По характеру руху провідної ланки розрізняють насоси:

- а) прямодіючі, в яких провідна ланка здійснює зворотно-поступальну ходу (наприклад, парові прямодіючі);
- б) вальні, в яких провідна ланка здійснює обертальний рух (кривошипні і кулачкові насоси).

2. По числу циклів нагнітання і всмоктування за один подвійний хід розрізняють насоси:

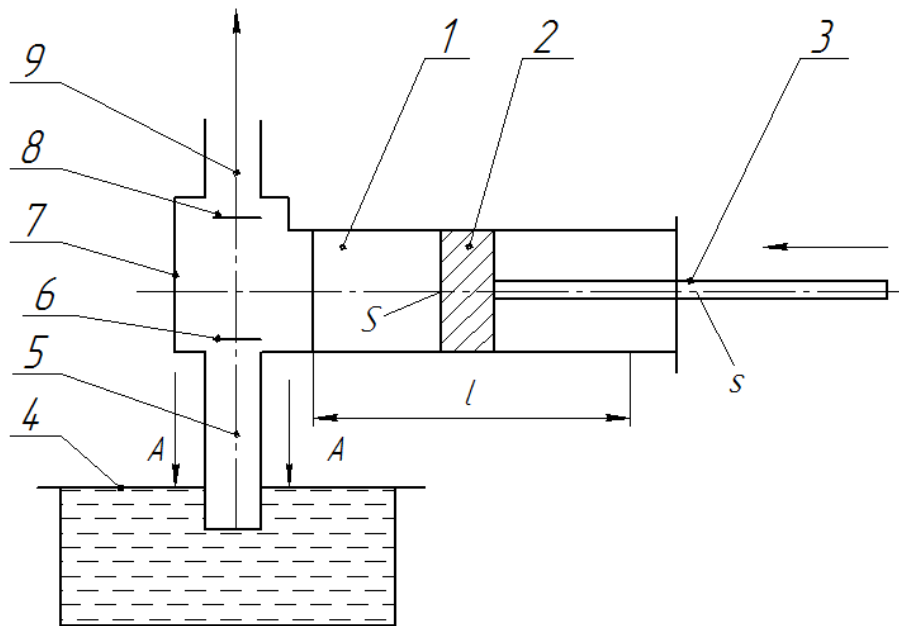
- а) односторонньої дії;
- б) двосторонньої дії.

3. По кількості поршнів або плунжерів насоси бувають:

- а) однопоршневі;
- б) двопоршневі;
- в) трьохпоршневі;
- г) багатопоршневі.

На рис. 2.1 приведена проста схема однопоршневого насоса односторонньої дії. У циліндрі 1 здійснює зворотно-поступальний рух поршень 2, сполучений штоком 3 з провідною ланкою насоса (на схемі не показано). До циліндра приєднана клапанна коробка 7, в якій знаходяться всмоктуючий клапан 6 і напірний клапан 8. Простір між клапанами і поршнем є робочою камерою насоса. До клапанної коробки знизу підведений всмоктуючий трубопровід 5, що

сполучає насос з витратним резервуаром 4. Над клапанною коробкою знаходиться напірний трубопровід 9.



1- циліндр; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – резервуар; 5 – всмоктуючий трубопровід; 6 – всмоктуючий клапан; 7 – клапанна коробка; 8 – напірний клапан; 9 – напірний трубопровід
Рисунок 2.1 - Схема однопоршневого насоса односторонньої дії

У сучасних поршневих насосах найбільшого поширення набули клапани, навантажені пружинами; рідше застосовуються клапани, що діють під впливом власної ваги. Конструктивне виконання їх може бути різним.

На рис. 2.2 дана проста схема однопоршневого насоса двосторонньої дії, на рис. 2.3 - схема диференційного плунжерного насоса. У подальшому викладі прийняті наступні умовні позначення: D і S — діаметр і площа поршня; d і s — діаметр і площа поперечного перетину штока; l — хід поршня; q — робочий об'єм насоса; n — число подвійних ходів поршня або зворотів валу в хвилину; Q — подача насоса.

Для насосів односторонньої дії

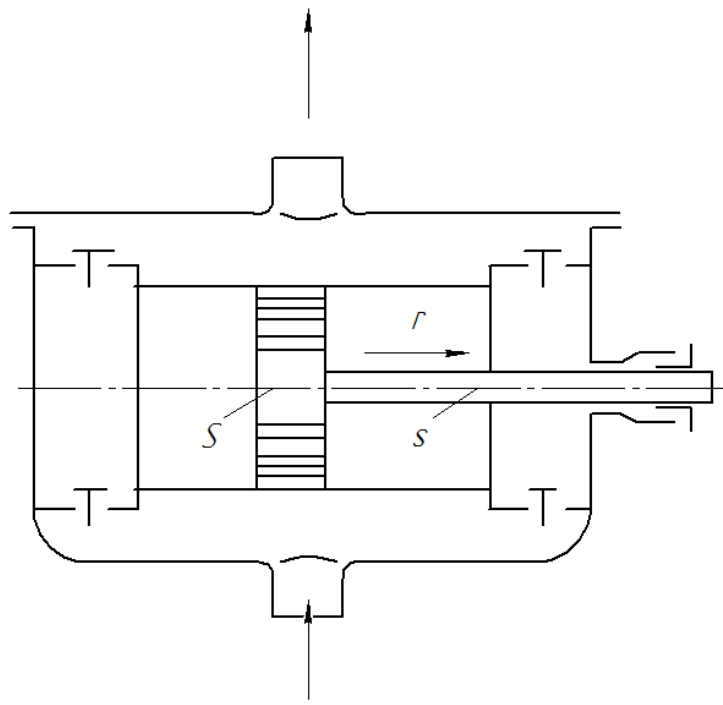
$$q = iSl, \quad (2.1)$$

де i — число поршнів, шт.

Для насосів двосторонньої дії

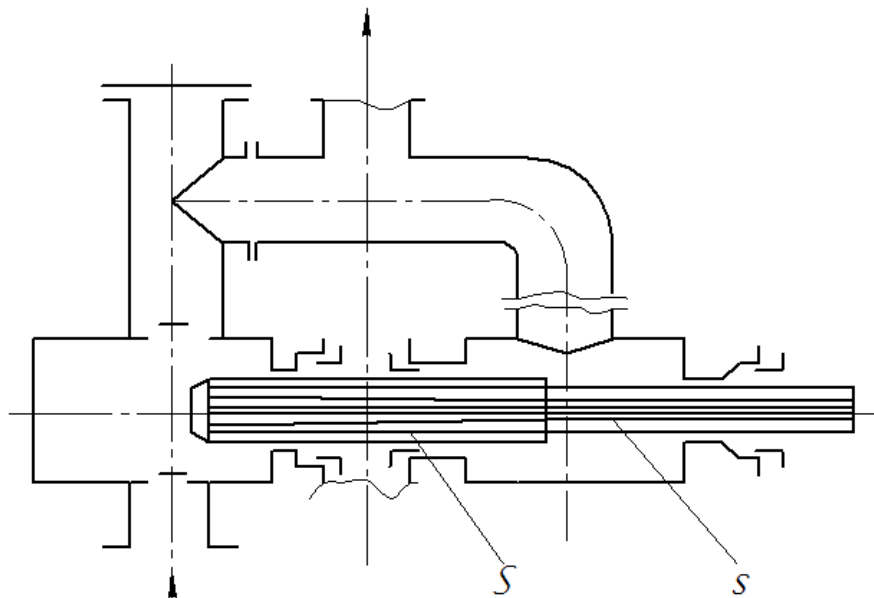
$$q = i(2S - s)l. \quad (2.2)$$

Усереднена в часі секундна подача насоса



S - товщина поршня; s - товщина штока

Рисунок 2.2 - Схема однопоршневого насосу двосторонньої дії



S - товщина поршня; s - товщина штока

Рисунок 2.3 - Схема диференційного плунжерного насосу

$$Q = \eta_0 Q_{id} = \eta_0 q \frac{n}{60}, \quad (2.3)$$

де Q_{id} — ідеальна секундна подача насоса; $\text{м}^3/\text{с}$;

η_0 — об'ємний ККД насоса, залежний від його конструкції, частоти ходів, тиску і абсолютних розмірів насоса, частка .

Орієнтовні значення η_0 поршневих насосів залежно від розмірів насосів приведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 - Орієнтовні значення η_0 поршневих насосів

Розмір насосу	D, мм	Q, м ³ /год	η_0
Малий	Менше 50	0,5 – 20	0,85 – 0,90
Середній	50 – 150	20 – 300	0,90 – 0,95
Великий	Більш 150	Більш 300	0,95 – 0,99

Максимально допустиме число подвійних ходів n в хвилину поршневих насосів змінюється залежно від типу клапанів і визначає їх швидкохідність.

Залежно від швидкохідності насосів вибираються відповідні співвідношення довжини ходу робочого органу l до його діаметру D . У табл. 2.2 приведені ці співвідношення $\psi=l/D$ залежно від n для поршневих і плунжерних насосів.

Таблиця 2.2 - Співвідношення довжини ходу робочого органу l до його діаметру D

Тип насосу	n , об/хв	ψ
Тихохідний	40 – 80	2,5 – 2,0
Нормальний	80 – 150	2,0 – 1,2
Швидкохідний	150 - 350	1,2 – 0,5

У табл. 2.3 показані допустимі значення n залежно від типу клапанів.

Таблиця 2.3 - Допустимі значення n

Тип клапана	n , об/хв
Ваговий	60—80
Пружинний залежно від конструкції	100—200
Спеціальної конструкції	300—500

Поршневі насоси можуть бути включені в паралельну роботу і з іншими об'ємними насосами (наприклад, з шестерінчастими), причому характер їх спільної роботи в принципі не відрізнятиметься від розглянутого випадку

паралельної роботи двох поршневих насосів, оскільки характеристики інших об'ємних насосів мало відрізняються від характеристик поршневих насосів.

2.1.1 Плунжерні насоси

В кулачкових насосах (рис. 2.4,а) поршень (плунжер) 3 пружиною або іншими засобами притискається до кулачка (ексцентрику) 4. Вісь обертання кулачка (точка O_2) зміщена відносно його геометричної осі (точка O_1) на величину ексцентриситету e . При обертанні кулачка поршень здійснює в циліндрі зворотно-поступальний рух на величину шляху $l=2e$, при цьому через всмоктуючий клапан 1 відбувається всмоктування рідини, а через напірний клапан 2 — нагнітання.

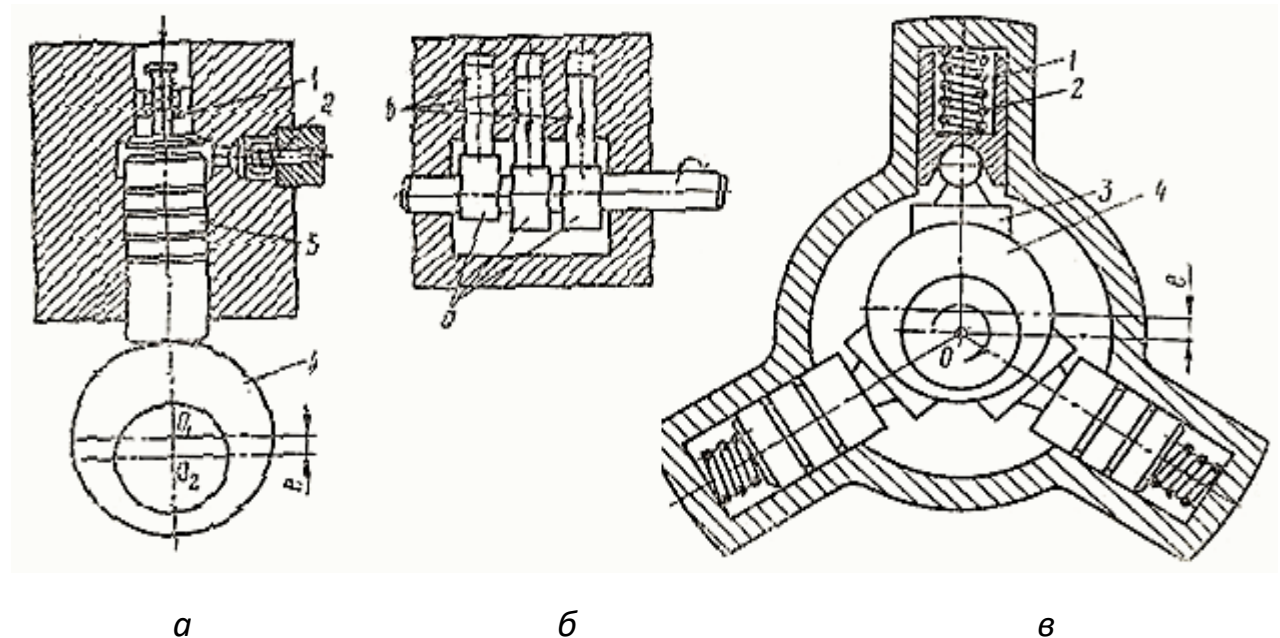


Рисунок 2.4 – Основні типи плунжерних насосів

Подача цих насосів така ж, як і звичайних поршневих насосів односторонньої дії з шатуново-кривошипним механізмом. Для вирівнювання подачі застосовуються насоси багатопоршневі з числом циліндрів $z=3—11$ в одному ряду і із зсувом фаз їх робочих циклів на кут $\varphi = 360/z$.

Схема трьохциліндрового насоса приведена на рис. 2.14, б. Кулачки a розташовані в ряд на приводному валу; поршні b притискаються до кулачків за допомогою пружин (останні на схемі не показані).

Для досягнення більшої компактності насоса циліндри часто розташовують радіально з пересіченням їх осей в загальному центрі O (рис. 2.4, в). Поршні 1 в цих насосах також приводяться в рух кулачком 4. Прижим поршнів до кулачка здійснюється пружинами 2. Центр O обертання кулачка у

даній схемі зміщений відносно його геометричної осі на величину ексцентриситету e . Зменшення контактного тиску між поршнями і кулачком здійснюється за допомогою «башмаків» 3. Насоси виготовляють в одно- і багаторядном (не більше п'яти) виконанні. Розподіл рідини здійснюється за допомогою клапанів, які на схемі не показані.

Подача насоса визначається по формулі

$$Q = \eta_0 \frac{S^2 e z n}{60}, \quad (2.4)$$

де η_0 —об'ємний ККД насоса, рівний 0,75—0,95;

S — робоча площа циліндра;

e — величина ексцентриситету;

z — число робочих камер;

n — число зворотів валу насоса в хвилину.

Кулачкові поршневі насоси здатні створювати високий тиск. Вони набули значного поширення в будівельних і дорожніх машинах. Деякі типи насосів використовуються для нагнітання рідини у гідравлічні преси, а також як паливні насоси дизелів.

Основні технічні дані деяких типів кулачкових поршневих насосів приведені в табл. 2.4.

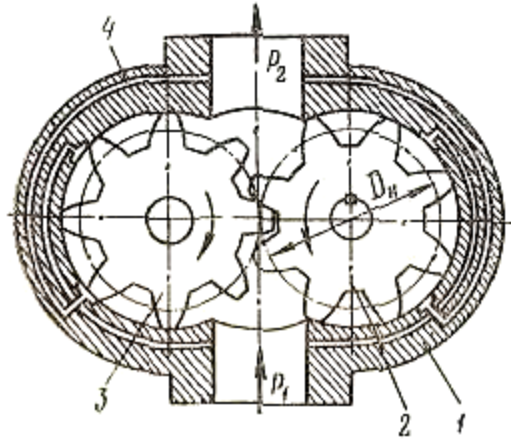
Таблиця 2.4 - Основні технічні дані деяких типів кулачкових поршневих насосів

Марка насоса	Подача, л/хв	Робочий тиск, МПа (кгс/см ²)	Частота обертання, об/хв	Потужність електродвигуна, кВт
Н-400	5	20(200)	1500	2,8
Н-401	18	30(300)	1500	11,5
Н-403	35	30(300)	1500	23,5
ПО-83	3	50(500)	2200	3,8

2.1.2 Шестеренчасті насоси

Шестеренчасті насоси виконуються з шестернями зовнішнього і внутрішнього зачеплення. Найбільше поширення мають насоси з шестернями

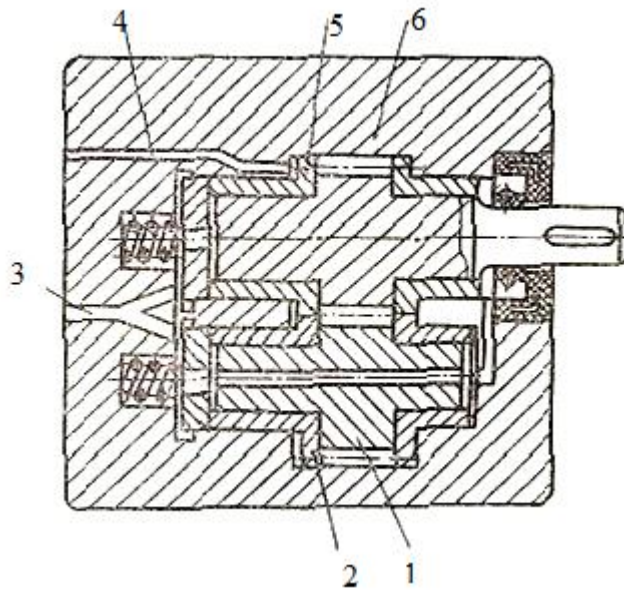
зовнішнього зачеплення. На рис. 2.5 приведена схема такого насоса. Він складається з двох однакових шестерень — ведучої 2 і ведомої 3, поміщених у корпусі, що щільно охоплює їх, — статорі 1. При обертанні шестерень в напрямі, вказаному стрілками, рідина, що заповнює западини між зубами, переноситься з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання. Унаслідок різниці тиску ($p_2 > p_1$) шестерні схильні до дії радіальних сил, які можуть привести до заклинювання роторів. Для урівноваження останніх в корпусі насосів інколи владнують розвантажувальні канали 4. Такі ж канали можуть бути виконані і в самих роторах.



1 – статор; 2 – ведуча шестерня; 3 – ведома шестерня; 4 – розвантажувальні канали;

Рисунок 2.5 - Насос з шестернями зовнішнього зачеплення

У шестеренчастих насосах високого тиску передбачається гідравлічна компенсація торцевих зазорів, здійснювана спеціальними «плаваючими втулками», які тиском рідини притискаються до шестерень. На рис. 2.6 приведена схема шестеренчастого насоса з гідростатичним притиском. Підведення тиску нагнітання по каналу 4 і дренаж через канали 3 в корпусі 6 дозволяють забезпечити компенсацію торцевого зазору між шестернями 1 і бічними щоками 2 і 5.



1 – шестерня; 2, 5 – бічні щоки; 3,4 – канал; 6 - корпус

Рисунок 2.6 - Схема шестеренчастого насоса з гідростатичним притиском

Найчастіше застосовуються насоси, що складаються з пари прямозубих шестерень із зовнішнім зачепленням і з однаковим числом зубів евольвентного профілю. Для збільшення подачі інколи вживаються насоси з трьома і більш шестернями, розміщеними довкола центральної провідної шестерні.

Для підвищення тиску рідини застосовуються багатоступінчасті шестеренчасті насоси. подача кожної подальшої ступені цих насосів менше подачі попередньої ступені. Для відведення надлишку рідини кожен рівень має перепускний (запобіжний) клапан, відрегульований на відповідний максимально допустимий тиск.

Окрім прямозубих шестерень, виконуються насоси з косозубими і шевронними шестернями. Кут нахилу зубів в шевронних шестернях зазвичай складає 20—25°.

Сучасні шестерінчасті насоси можуть розвивати тиск до 10—20 МПа.

Для наближених розрахунків секундної подачі насосів з двома однаковими шестернями можна користуватися формулою

$$Q = \eta_0 \pi A (D_r - a) b \frac{n}{60}, \quad (2.5)$$

де η_0 — об'ємний ККД насоса, залежний від конструкції, технології виготовлення і тиску насоса і що приймається рівним 0,7—0,95;

A — відстань між центрами шестерень, рівна при однакових шестернях діаметру початкового кола D_n , м;

D_2 — діаметр кола голівок зубів, м;

b —ширина шестерень, м;

n — частота обертання ротора в хвилину, об/хв.

Для шестерень з нормальним евольвентним некоригованим зачепленням $A = D_H = mz$, висота головки зуба $h = m$ та $D_r = m(z+2)$, де m — модуль зачеплення і z — число зубів шестерні. Для таких шестерень формула набирає вигляду

$$Q = \eta_0 \cdot 2\pi m^2 z b \frac{n}{60} \quad \text{чи} \quad Q = \eta_0 \frac{\pi}{30} D_H m b n. \quad (2.6)$$

Коефіцієнт нерівномірності подачі σ_Q , визначається вираженням

$$\sigma_Q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{cp}}, \quad (2.7)$$

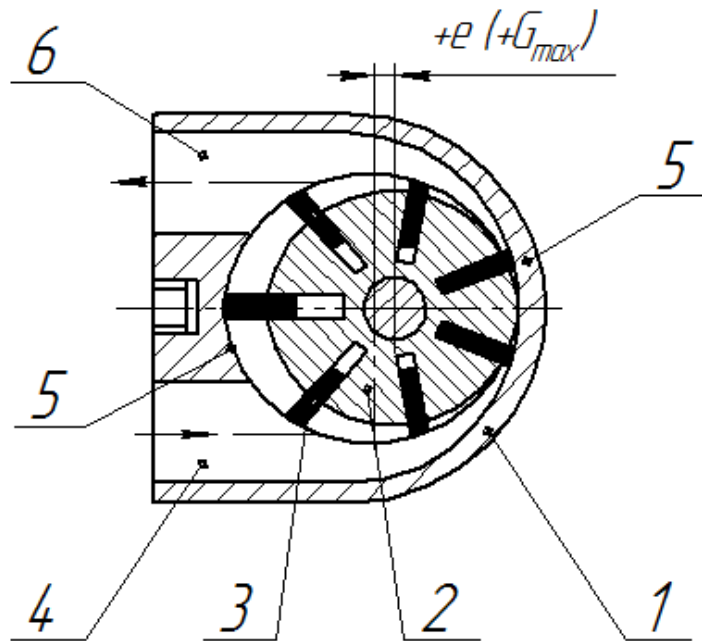
Вираз (2.7) для шестерінчастих насосів з циліндровим евольвентним зачепленням зводиться до виду:

$$\sigma_Q = \frac{2,17}{z + 1,276}, \quad (2.8)$$

2.1.3 Пластинчасті насоси

Пластинчастий насос — різновид шибєрних, тобто роторно-поступальних, насосів з витискувачами у вигляді шибєров — пластин. Пластинчасті насоси бувають однократної, двократної і багатократної дії. Насоси однократної дії можуть бути регульованими і нерегульованими. Насоси двократної і багатократної дії нерегульовані. На рис. 2.7 приведена проста схема пластинчастого насоса однократної дії.

У корпусі насоса — статорі 1, внутрішня поверхня якого є циліндровою, ексцентрично розташований ротор 2, що представляє циліндр з прорізами (пазами), виконаними або радіально, або під невеликим кутом α до радіусу. У прорізах знаходяться прямокутні пластини — витискувачі 3, які при обертанні ротора здійснюють відносно нього зворотно-поступальний рух. Під дією відцентрових сил або спеціальних пристроїв пластини своїми зовнішніми торцями притискаються до внутрішньої поверхні статора і ковзають по ній.



1 – статор; 2 – ротор; 3 – витискувач; 4 – всмоктуючий патрубков; 5 – перемички ущільнювачів; 6 – нагнітальний патрубков

Рисунок 2.7 - Схема пластинчастого насоса однократної дії

При обертанні ротора у напрямі годинникової стрілки рідина через вікно, розташоване на периферії статора, поступає в насос зі всмоктуючого патрубка 4 і через протилежне вікно подається в нагнітальний патрубков 6 (вікна на рисунку не показані). Робочі камери в насосі обмежуються двома сусідніми пластинами і поверхнями статора і ротора. Ущільнення ротора і пластин з торців здійснюється плаваючим диском, який тиском рідини притискається до ротора. Для відділення всмоктуючої порожнини від нагнітальної в статорі є перемички ущільнювачів 5, розмір яких має бути дещо більше відстані між краями двох сусідніх пластин.

Регулювання робочого об'єму і реверс подачі пластинчастого насоса однократної дії здійснюються зміною величини і знаку ексцентриситету, для чого необхідний спеціальний механізм, що зміщує центральну частину статора відносно ротора (на рис. 2.7 насос встановлений на максимальний ексцентриситет e , що відповідає максимальній подачі Q_{max}).

Регулювання робочого об'єму в насосі двократної дії виключається. Число пластин z для найбільш рівномірної подачі рекомендується вибирати кратним чотирьом; частіше всього $z=12$. Подача пластинчастих насосів визначається наступними виразами:

$$Q = \eta_0 \left[2\pi(r - e) - \frac{\delta \cdot z}{\cos \alpha} \right] b \cdot 2e \frac{n}{60} \quad (2.8)$$

для насоса двократної дії

$$Q = 2\eta_0 \left[2\pi(r_1^2 - r_2^2) - \frac{(r_1 - r_2)\delta \cdot z}{\cos \alpha} \right] b \cdot \frac{n}{60}, \quad (2.9)$$

де b — ширина пластин в осьовому напрямі;

δ — товщина однієї пластини;

α — кут нахилу пластин до радіусу у бік обертання ротора (зазвичай $\alpha=0$ — 15°);

r — радіус внутрішньої поверхні статора;

e — величина ексцентриситету;

r_1 і r_2 — відповідно велика і мала піввісь внутрішньої поверхні статора;

η_0 —об'ємний ККД, що приймається рівним 0,75—0,98.

2.1.4 Поршневі компресори

Схема і індикаторна діаграма одноступінчастого поршневого компресора показані на рис. 2.8. Компресор складається з циліндра, поршня, що здійснює зворотно-поступальний рух, і двох клапанів: всмоктуючого і нагнітального. Над циліндром зображена індикаторна діаграма компресора, яка графічно показує залежність тиску газу або пари в циліндрі від його обсягу.

Працює компресор наступним чином. При русі поршня зліва направо тиск газу в циліндрі стає менше тиску p_1 . Під дією різниці тисків відкривається всмоктуючий клапан і циліндр заповнюється газом. На індикаторній діаграмі процес всмоктування зображується лінією d_a . Дійшовши до крайнього правого положення, поршень починає рухатися в зворотному напрямку, всмоктувальний клапан закривається і відбувається стиснення газу (лінія ab). Характер цього процесу визначається ступенем охолодження циліндра. Тиск буде збільшуватися до тих пір, поки воно не перевищить p_2 . Тоді під дією різниці цих тисків відкривається нагнітальний клапан і стиснений газ виштовхується з циліндра (лінія bc). Поршень не може доходити впритул до кришки циліндра і між ними завжди залишається простір, яке називається шкідливим. У цьому просторі залишається газ, який розширюється при русі поршня зліва направо (лінія cd). Нагнітальний клапан при цьому закривається.

З діаграми видно, що наявність шкідливого простору зменшує кількість газу, що всмоктується в циліндр, і тим самим знижує його продуктивність. Зазвичай шкідливий простір становить 5-10 % загального обсягу циліндра.

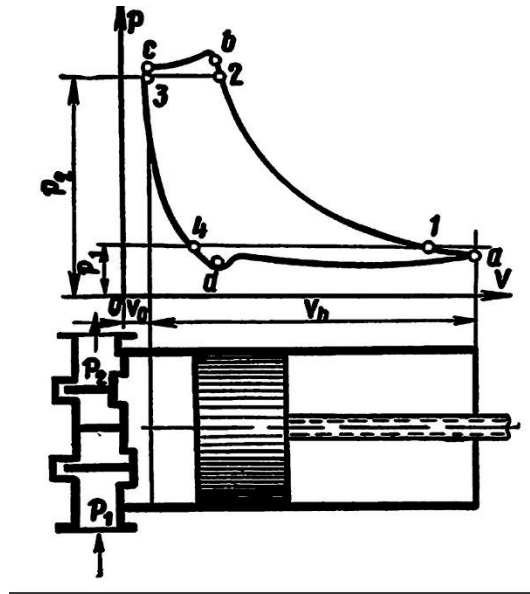


Рисунок 2.8 - Схема та індикаторна діаграма одноступінчастого поршневого компресора

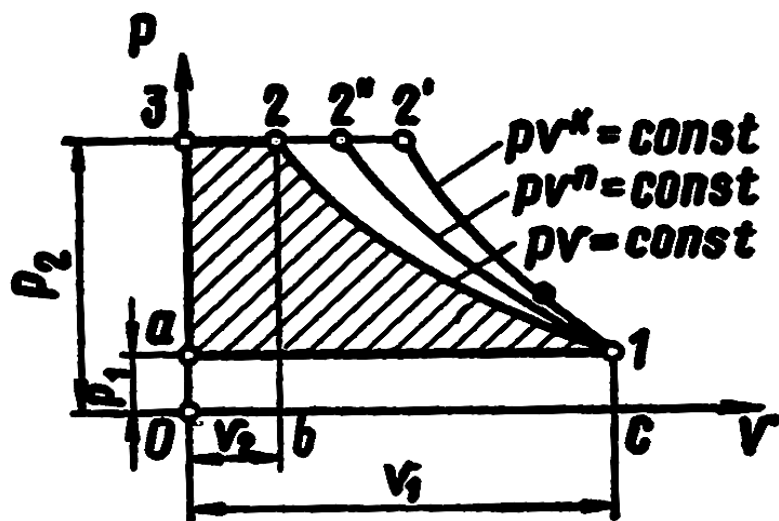


Рисунок 2.9 – Індикаторна діаграма одноступінчастого ідеального компресора

Для спрощення аналізу роботи компресора розглядають роботу ідеального компресора. *Ідеальним* називають такий компресор, в якому немає шкідливого простору, втрат тиску при течії газу через клапани, виток газу через клапани і зазори між поршнем і циліндром і тертя поршня об стінки циліндра.

Індикаторна діаграма ідеального одноступінчастого компресора показана на рис.2.9. Якщо циліндр компресора не охолоджує, процес стиснення буде адиабатическим ($t-2'$). Якщо при охолодженні все тепло, що виділилося при стисненні, від газу відводиться, процес стиснення буде ізотермічним ($t-2$), при неповному відвід тепла - політропического ($t-2''$).

Робота стиснення і продуктивність компресора. На стиснення газу витрачається робота. Привід компресора може здійснюватися від електродвигуна, двигуна внутрішнього згорання або турбіни. Робота, витрачена на стиск 1 кг газу в ідеальному компресорі, може бути визначена за допомогою діаграми (рис.2.9).

При адіабатичному стисканні, Дж/кг:

$$a_{сж}^{ад} = \frac{1}{k-1} \cdot (p_2 v_2 - p_1 v_1), \quad (2.10)$$

при ізотермічному, Дж/кг:

$$a_{сж}^{из} = p_1 v_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (2.11)$$

при політропному, Дж/кг:

$$a_{сж}^{пол} = \frac{1}{n-1} \cdot (p_2 v_2 - p_1 v_1) \quad (2.12).$$

Підставивши в рівняння (2.12) відповідні значення асж, після нескладних перетворень отримаємо формулу для роботи, що витрачається на стиснення газу в компресорі.

При адіабатичному стисненні

$$a_o^{ад} = \frac{k}{k-1} \cdot (p_2 v_2 - p_1 v_1) = \frac{k}{k-1} \cdot p_1 v_1 \cdot \left(\lambda^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (2.13)$$

при ізотермічному стисненні:

$$a_o^{из} = p_1 v_1 \ln \lambda, \quad (2.14)$$

при політропному стисненні:

$$a_o^{пол} = \frac{n}{n-1} \cdot (p_2 v_2 - p_1 v_1) = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 v_1 \cdot \left(\lambda^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (2.15)$$

де $\lambda = \frac{p_2}{p_1}$ - ступінь підвищення тиску, разів.

N - число обертів вала компресору, об/хв.

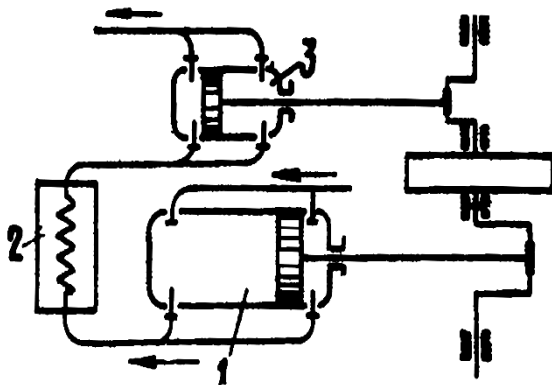
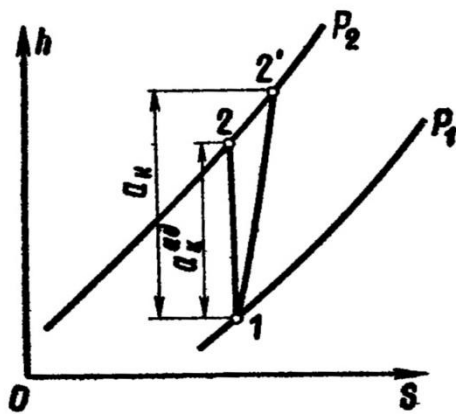
Найменша робота, що витрачається на стиснення газу в компресорі, буде при ізотермічному стисканні. Однак здійснити ізотермічний стиск газу важко, тому в реальних компресорах стиснення здійснюється по політропи з показником $n = 1,2 \div 1,30$. При адіабатичному стисненні газу в компресорі робота може бути визначена також за формулою

$$a_{ad} = h_2 - h_1, \quad (2.16)$$

де h_1 і h_2 – значення ентальпії газу на вході в компресор і виході з нього. Значення h_1 і h_2 можна визначити по h, S -діаграмі.

У реальному компресорі процес стиснення газу супроводжується внутрішніми втратами і теплообміном. Він відбувається зі збільшенням ентропії і робота, що витрачається на стиснення газу, в ньому більше, ніж в ідеальному компресорі (рис.2.10):

$$a_k = h_2' - h_1, \quad (2.17)$$



- 1 - циліндр першого ступеня;
- 2 проміжний охолоджувач;
- 3 - циліндр другого ступеня.

Рисунок 2.10 - Процес стиснення газу в системі h,S – координатах Рисунок 2.11 - Схема двоступінчастого компресора

Якщо витрата газу через компресор становить Q_m кг / с, потужність двигуна для приводу компресора може бути визначена за формулою, Вт:

$$N = Q_m \cdot (h_2' - h_1) \quad (2.18)$$

Формули (2.17) і (2.18) справедливі як для поршневих, так і для лопаткових компресорів при стисненні газів і парів. У одноступенчатому компресорі можна стискати газ більше, ніж до 1 МПа. При більш високому ступеня підвищення тиску температура в кінці стиснення буде настільки високою, що буде вигоряти мастило. Різко зростуть також механічні втрати і перекачування газу між поршнем і циліндром, тому при стисненні газу вище 1 МПа приймають багатоступінчасті компресори. У багатоступеневих компресорах стиснення відбувається послідовно в декількох циліндрах з проміжним охолодженням газу після кожного циліндра (рис 2.11). Діаграма роботи ідеального треступенчатого компресора показана на рис.2.12. Лінія а-1 показує процес всмоктування, лінія 1-2 - процес стиснення газу до тиску p_2 в першому циліндрі, лінія 2-в - процес нагнітання в перший охолоджувач, в-3 - процес всмоктування охолодженого газу, 3-4 - стиснення в другому циліндрі до тиску p_3 , 4-з - нагнітання газу в другій охолоджувач, з-5 - процес всмоктування з другого охолоджувача в третій циліндр, 5-6 - процес стиснення газу в третьому циліндрі до кінцевого тиску p_4 , 3-d - процес нагнітання стисненого газу в резервуар.

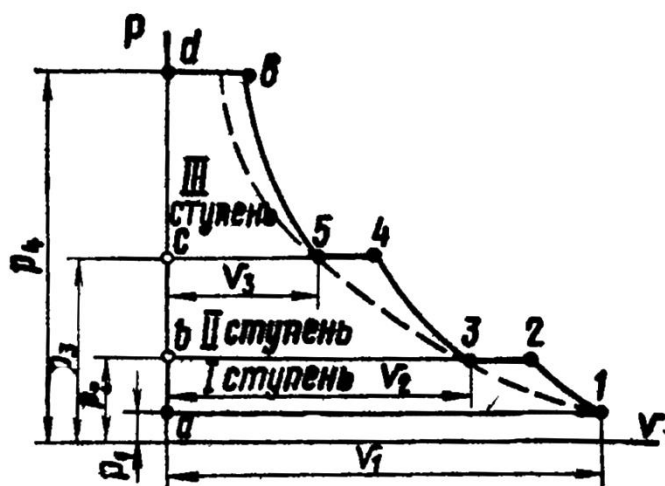


Рисунок 2.12 - Діаграма роботи треступінчастого компресора

У багатоступеневих компресорах досягається деяке наближення процесу стиснення до найбільш вигідному - ізотермічного. Чим більше число

ступенів, тим ближче процес наближається до ізотермічного, але тим дорожче компресор. Ступінь підвищення тиску в кожного ступеня багатоступеневого компресора повинна бути однаковою:

$$\lambda = \sqrt[m]{\frac{p_k}{p_1}}, \quad (2.19)$$

де m – число ступенів компресора;

p_1 - тиск газу в усмоктувальному патрубку першого циліндра;

p_k - тиск в нагнітальному патрубку останнього циліндра.

Охолоджувальні компресори зазвичай характеризуються ізотермічними ККД:

$$\eta_{\kappa}^{uz} = \frac{a_o^{uz}}{a_{\kappa}}, \quad (2.20)$$

неохолоджувані – адіабатичним:

$$\eta_{\kappa}^{ad} = \frac{a_o^{ad}}{a_{\kappa}}, \quad (2.21)$$

де a_{κ} – робота, яка витрачається компресором, Дж/кг;

a_o^{uz} та a_o^{ad} - робота, яка витрачається в ідеальному компресорі при ізотермічному та адіабатичному стисненні.

Знаючи ККД компресора, можна визначити роботу і потужність, що витрачаються в реальному компресорі. Об'ємна продуктивність ідеального компресора, наведена до параметрів всмоктування (до тиску p_1 і температури T_1),

$$Q_{VT} = \frac{V \cdot n}{60}, \quad (2.22)$$

де V – об'єм циліндра, що описується поршнем, м³;

n – число обертів вала компресора, 1/хв.

У реальному компресорі за рахунок шкідливого простору обсяг циліндра, описуваний поршнем, менше на величину обсягу шкідливого простору. До того ж опір всмоктуючих клапанів зменшує заповнення циліндра; витік зменшує кількість газу, що надходить в нагнетательную лінію. Всі ці та інші втрати зазвичай враховуються коефіцієнтом подачі ϵ , який показує, яку частину становить продуктивність реального компресора по

відношенню до ідеального. Об'ємна продуктивність реального компресора визначається за формулою

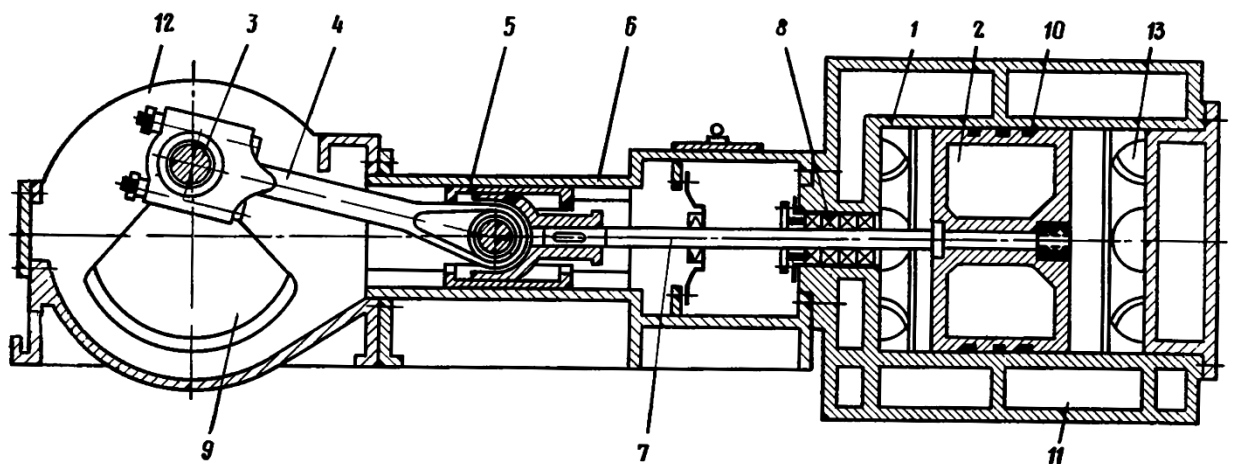
$$Q_V = \frac{\varepsilon V n}{60}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.23)$$

а масова

$$Q_m = \rho_1 Q_V, \text{ кг/с}, \quad (2.24)$$

де ρ_1 – щільність газу або пари в усмоктувальному патрубку, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Будова поршневого компресора. На рис.2.13 як приклад показаний поздовжній розріз одноступінчастого поршневого компресора. Привід компресора здійснюється від електродвигуна з найбільшим числом оборотів, який обертає колінчастий вал 3. За допомогою шатуна 4 обертальний рух перетворюється в зворотно-поступальний рух повзуна 5, який рухається в напрямних 6 і з'єднаний з поршнем штока 7. Місце проходження штока в ліву порожнину циліндра ущільнюється сальником 8. Тут обидві порожнини циліндра робочі, тому компресор називається компресором подвійної дії на відміну від компресорів простого дії, у яких тільки одна порожнина робоча. Для компресора подвійної дії продуктивність, підрахована за формулами (2.23; 2.24), повинна бути подвоєна. Між поршнем і циліндром повинен бути зазор для компенсації розширення поршня при його нагріванні. Для зменшення витоків газу через цей зазор поршень забезпечується поршковими кільцями 10. Поршкові компресори отримали переважне поширення. Тільки там, де виникає необхідність у великих витратах повітря при невисоких тисках, використовують лопаточні компресори.



1 - циліндр; 2 - поршень; 3 - колінчастий вал; 4 - шатун; 5 - повзун; 6 - напрямні; 7 - шток; 8 - сальник; 9 - противагу; 10 - поршкові кільця; 11 - водяна сорочка; 12 - кожух; 13 - клапан.

Рисунок 2.13 - Поздовжній розріз одноступінчастого поршневого компресора