

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-
ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

А. Г. АВЕРШИН, О. В. БІЛОВОЛ

ГІДРАВЛІКА, ГІДРО ТА ПНЕВМОПРИВОДИ

Конспект лекцій

Харків
ХНАДУ 2023

УДК 621.22

Авершин А.Г., Біловол О.В. Гідравліка, гідро та пневмоприводи. – Харків: ХНАДУ, 2023. – 130 с.

В конспекті лекцій викладено основи загальної гідравліки, гідро та пневмопривода. Лекції присвячені сучасному машинобудівному гідроприводу міжгалузевого застосування. Розглянуто конструкції, робочий процес, характеристики та питання розрахунку, що виникають у процесі проектування машин оснащених гідроприводом. Надано рекомендації щодо керованості гідроприводів. Викладено матеріал щодо ущільнень і властивостей робочих рідин.

Призначений для студентів спеціальності 274 Автомобільний транспорт.

© Біловол О.В., Авершин А.Г., 2023

© Харківський національний автомобільно-дорожній університет
ВСТУП

Освітній «Гідравліка, гідро та пневмоприводи» є частиною підготовки фахівця за першим рівнем освіти за спеціальностями 274 «Автомобільний транспорт» і відповідає освітньо-професійним програмам підготовки за професійним спрямуванням «Автомобілебудування», «Енергетичне машинобудування», «Автомобільний транспорт».

Метою є вивчення навчальної дисципліни згідно з освітньо-кваліфікаційним вимогами до випускника з вищою освітою, формування знань й вмінь для самостійного розв'язання професійних задач, що виникають в практичній діяльності фахівця за професійним спрямуваннями «Автомобілебудування», «Енергетичне машинобудування», «Автомобільний транспорт».

Предмет: закони рівноваги і руху рідини і газу та їх використання для розрахунку гідро- та пневмоприводів.

Основними завданнями вивчення навчальної дисципліни є:

– набуття практичних навиків розв'язання гідравлічних задач шляхом вивчення методів і алгоритмів побудови математичних моделей руху та (або) стану технічних систем, які розглядаються, а також методів їх дослідження;

– отримання загальнонаукового світогляду на базі вивчення основних законів природи;

– формування навичок організації самостійної науково-дослідницької роботи і презентації результатів наукових досліджень.

У конспекті викладено матеріал з основних розділів: гідростатики, гідродинаміки, гідравліки напірних систем, гідро- та пневмоприводів. Використання математики і фізики узгоджено з відповідними навчальними планами.

ЗМІСТ

ВСТУП	3
Лекція 1. Гідравліка як наука. Рідина як об'єкт досліджень. Основні властивості рідин	8
1. Предмет і метод гідравліки, гідро- та пневмоприводів	
2. Рідина як об'єкт досліджень. Основні властивості рідин	
Лекція 2. Сили, що діють на рідину. Гідростатичний тиск та його властивості	9
1. Сили, що діють на рідину. Гідростатичний тиск та його властивості	
2. Основне рівняння гідростатики	
Лекція 3. Закон Паскаля та його практичне значення.....	13
1. Основне рівняння гідростатики в інтегральному вигляді	
2. Фізичний і геометричний зміст рівняння гідростатики	
Лекція 4. Сила тиску рідини на плоску та криволінійні стінки. Центр тиску	16
1. Тиск рідини на тверді поверхні	
2. Закон Архімеда. Умова плавання тіл	
1. Рівняння нерозривності для потоку рідини	
2. Рівняння Бернуллі для потоку рідини	
Лекція 5. Гідродинаміка. Основні визначення кінематики та динаміки рідини	20
1. Рівняння руху ідеальної рідини	
2. Рівняння нерозривності	
3. Рівняння руху реальної рідини	
Лекція 6. Рівняння Бернуллі, його геометричний та енергетичний зміст	23
1. Рівняння нерозривності для потоку рідини	
2. Рівняння Бернуллі для потоку рідини	
Лекція 7. Режими руху рідини. Число Рейнольдса. Основне рівняння рівномірного руху рідини.....	27
1. Режими руху рідини. Втрати енергії	
2. Основне рівняння рівномірного руху рідини	

- Лекція 8.** Втрати напору по довжині при різних режимах руху рідини. Класифікація отворів та насадків. Взаємодія потоку рідини з твердим тілом (стілкою).....**32**
1. Втрати напору по довжині
 2. Класифікація і розрахунок напірних систем
 3. Взаємодія потоку рідини з твердим тілом (стілкою)
- Лекція 9.** Загальні відомості про гідропневмопривід.....**44**
1. Визначення гідропневмоприводу та гідропневмомашин.
 2. Класифікація гідромашин. Історія розвитку гідромашин.
 - а) визначення.
 - б) класифікація гідромашин;
 - в) історія розвитку гідромашин.
 2. Основні параметри, що характеризують роботу насоса.
 3. Основні параметри, що характеризують роботу гідродвигуна.
 4. Основні параметри, що характеризують роботу гідроприводу.
- Лекція 10.** Динамічні (лопатеві) насоси. Основи теорії лопатевих гідромашин.....**54**
1. Схема та принцип роботи відцентрового насоса.
 2. Рух рідини в робочому колесі ВЦН. Основні параметри ВЦН.
 3. Основні рівняння теорії лопатевих машин (для відцентрового насоса).
 4. Характеристики ВЦН.
 5. Універсальні характеристики ВЦН.
 6. Коефіцієнт швидкохідності насоса.
 7. Марки лопатевих насосів.
 8. Переваги та недоліки ВЦН.
 9. Насосна установка та її характеристика.
 10. Робота насоса на мережу. Робоча точка насоса.
- Лекція 11.** Гідродинамічні передачі.....**67**
1. Загальні відомості про гідропередачі.
 2. Схема гідромуфти та її основні параметри.
 3. Схема гідротрансформатора та його основні параметри.
 4. Характеристика гідромуфт і гідротрансформаторів.
 5. Основні рівняння гідродинамічних передач.

6. Застосування гідродинамічних передач.	
Лекція 12. Об'ємні гідромашини. Об'ємні насоси.....	76
1. Визначення, особливості об'ємних гідронасосів.	
2. Поршневі насоси.	
2.1. Схема та принцип роботи поршневого насоса простої дії.	
2.2. Індикаторна діаграма поршневого насоса.	
3. Схема та принцип роботи діафрагмового насоса.	
4. Експлуатація поршневих насосів.	
5. Переваги та недоліки поршневих насосів.	
6. Роторні насоси.	
6.1. Схема та принцип роботи шестеренного насоса.	
7. Нерівномірність подачі роторних насосів.	
8. Кавітаційна характеристика об'ємних насосів.	
Лекція 13. Об'ємні гідромашини. Об'ємні гідродвигуни.....	88
1. Гідроциліндри зі зворотно-поступальним рухом штока.	
2. Моментні гідроциліндри.	
3. Гідродвигуни обертального руху (гідромотори).	
Лекція 14. Об'ємний гідропривод.....	95
1. Загальні відомості про об'ємний гідропривод:	
а) визначення;	
б) принцип дії об'ємного гідроприводу;	
в) елементи об'ємного гідроприводу.	
2. Умовні позначення елементів гідроприводу.	
3. Класифікація об'ємного гідроприводу.	
4. Переваги та недоліки об'ємного гідроприводу.	
Лекція 15. Вибір тиску робочої рідини, насоса, гідродвигуна, фільтра.....	101
1. Визначення та завдання розрахунку.	
2. Вибір гідроциліндра.	
3. Розрахунок характеристики системи.	
4. Встановлення робочої точки насоса.	
5. Розрахунок і побудова характеристики гідропідсилювача.	
6. Уточнений розрахунок параметрів гідроприводу.	

Лекція 16. Об'ємний пневмопривод. Типова схема пневмоприводу.....110

1. Гідроциліндри зі зворотно-поступальним рухом штока.
2. Особливості пневматичного приводу.
3. Течія повітря.
4. Підготовка стисненого повітря
5. Виконавчі пневматичні пристрої.

Список літератури130

Лекція 1. Гідравліка як наука. Рідина як об'єкт досліджень. Основні властивості рідин

1. Предмет і метод гідравліки, гідро- та пневмоприводів

Гідравліка (технічна механіка рідини і газу) – вивчає фізичні властивості рідин і газів, закони їх рівноваги і руху, а також методи використання цих законів для вирішення інженерних задач.

Технічна означає застосування простих математичних методів для розв'язання складних інженерних задач, що компенсується широким використанням емпіричних залежностей (довідкової літератури).

Рідини і гази – тіла, що здатні текти, тобто приходити до руху від найменшого прикладеного до них зусилля.

Гідростатика вивчає закони рівноваги рідини і газу, а також їх взаємодію з твердими поверхнями.

Під рівновагою абсолютною (в нерухомій системі координат) або відносною (в рухомій системі координат) розуміють стан спокою.

Гідропривід – сукупність гідравлічних пристроїв, призначених для надання руху робочим органам машин і механізмів з використанням енергії рідини. Складається з гідропередачі, системи керування і допоміжних пристроїв.

Гідропередача – пристрій, що перетворює енергію двигуна в рух робочого органу машини, використовуючи в якості робочого тіла (агента) рідину. Складається з насосу і гідродвигуна, які називаються гідромашинами, і гідроліній, тобто трубопроводів, що їх поєднують.

Пневмопривід – сукупність пневматичних пристроїв, призначених для приведення до руху робочих органів машин з використанням енергії стиснутого газу. Його основою є пневмомашини (компресори і пневмодвигуни).

2. Рідина як об'єкт досліджень. Основні властивості рідин Властивості тиску. Основне рівняння гідростатики

Рідини і гази – текучі тіла, тобто такі, що здатні приходити до руху від найменшого прикладеного до них зусилля. Іншими словами, між шарами рідини або газу немає сил тертя спокою.

Математична модель рідини і газу – суцільне середовище, тобто вважається, що вони безперервно заповнює весь простір. Таким чином, можна розглядати елементарні (нескінченно малі) частки рідини, що дозволяє ефективно використовувати диференційне зчислення.

Рідина – середовище, яке не здатне змінювати об'єм при стисненні або зміненні температури. Газ, відповідно, може змінювати об'єм під впливом цих факторів.

Кількісно стиснення характеризується коефіцієнтами об'ємного стиснення і коефіцієнтом температурного розширення

$$\beta_V = -\frac{1}{V} \left(\frac{dV}{dp} \right)_T, \beta_T = \frac{1}{V} \left(\frac{dV}{dT} \right)_p,$$

тобто відносним зміненням об'єму частки рідини при зміненні тиску при сталій температурі або зміненні температури при сталому тиску.

Лекція 2. Сили, що діють на рідину. Гідростатичний тиск та його властивості

1. Сили, що діють на рідину. Гідростатичний тиск та його властивості

В рідині діють масові (пропорційні масі частки) і поверхневі (пропорційні площі поверхні) сили. До масових або об'ємних сил відносять сили тяжіння і сили інерції. Дію сили тяжіння на елементарну частку можна характеризувати питомими величинами: об'ємною, масовою або ваговою густиною.

Масова густина є нічим іншим, як прискоренням вільного падіння

$$g = \frac{dG}{dm}.$$

Об'ємна густина або *питома вага*

$$\gamma = \frac{dG}{dV} = \frac{dm}{dV} g = \rho g,$$

де dG, dm, dV - вага, маса і об'єм частки, *густина рідини*

$$\rho = \frac{dm}{dV}.$$

Вагова густина або *питома сила тяжіння*

$$\frac{dG}{dG} = 1.$$

Поверхневу силу, що діє на елемент поверхні частки площиною dS , можна розкласти на дві складові, одна з яких dP є нормальною, а інша dT , дотичною до поверхні. Їх дію можна характеризувати напруженнями

$$p = \frac{dP}{dS}, \tau = \frac{dT}{dS}.$$

Враховуючи текучість рідини вважаємо, що дотичні напруження відсутні, тобто $\tau = 0$. Нормальне напруження p називаються гідростатичним тиском і має наступні властивості:

1. Спрямоване по перпендикулярно до поверхні і є стискаючим;
2. Його величина не залежить від орієнтації площадки, на яку воно діє.

Те, що нормальне напруження є стискаючим легко збагнути, якщо уявити, що рідина складається з молекул, які вдаряють по

поверхні частки. Друга властивість є наслідком того, що рух молекул хаотичний.

2. Основне рівняння гідростатики

Властивості гідростатичного тиску дозволяють зробити висновок, що він утворює скалярне поле (поле тиску), тобто кожній точці простору, зайнятого рідиною, ставиться у відповідність число

$$p = p(x, y, z).$$

Геометрично поле тиску можна представити за допомогою поверхонь рівного тиску, на яких тиск залишається незмінним.

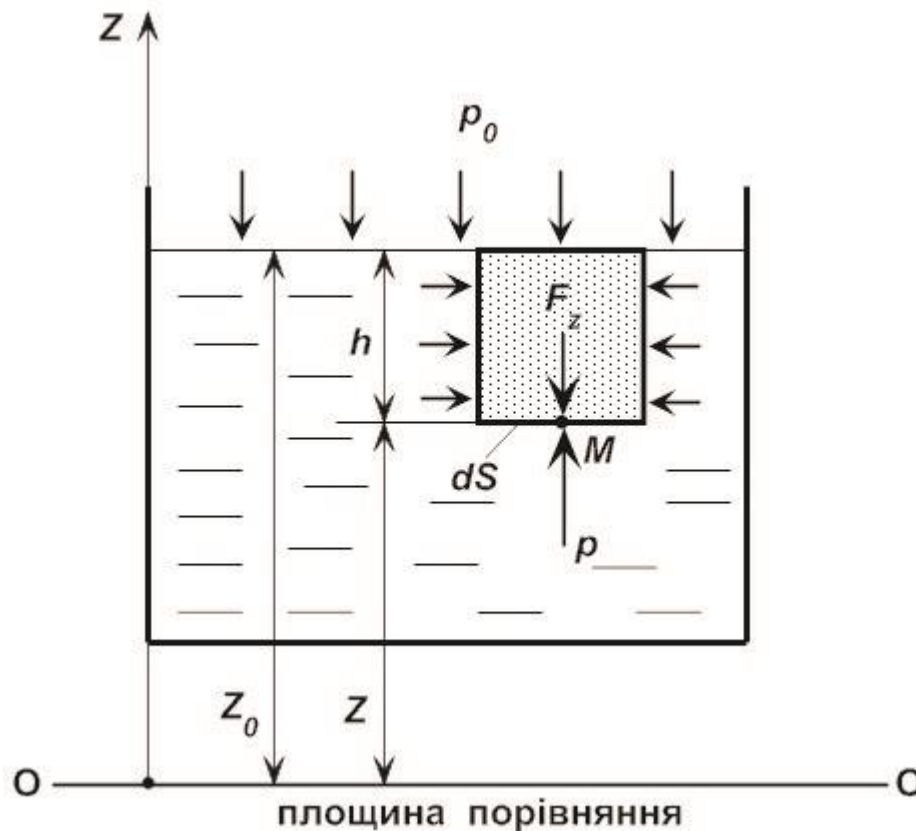


Рис. 2.1. Основне рівняння гідростатики

Для визначення поля тиску запишемо умову рівноваги сил, що діють на частку у вигляді паралелепіпеду у вертикальному напрямку.

Спрямовуючи вісь z вертикально вгору і вибираючи площу горизонтальних граней одиничною маємо

$$p - (p + dp) - dG = 0.$$

Враховуючи, що вага частки

$$dG = \rho g dz$$

і розділивши рівняння на dz одержуємо *основне рівняння гідростатики* у вигляді

$$-\frac{dp}{dz} - \rho g = 0.$$

Це звичайне диференціальне рівняння першого порядку відносно функції $p = p(z)$.

З геометричної точки зору $-\frac{dp}{dz}$ є вертикальним градієнтом тиску, з фізичної – питомою силою тиску (в розрахунку на одиницю об'єму).

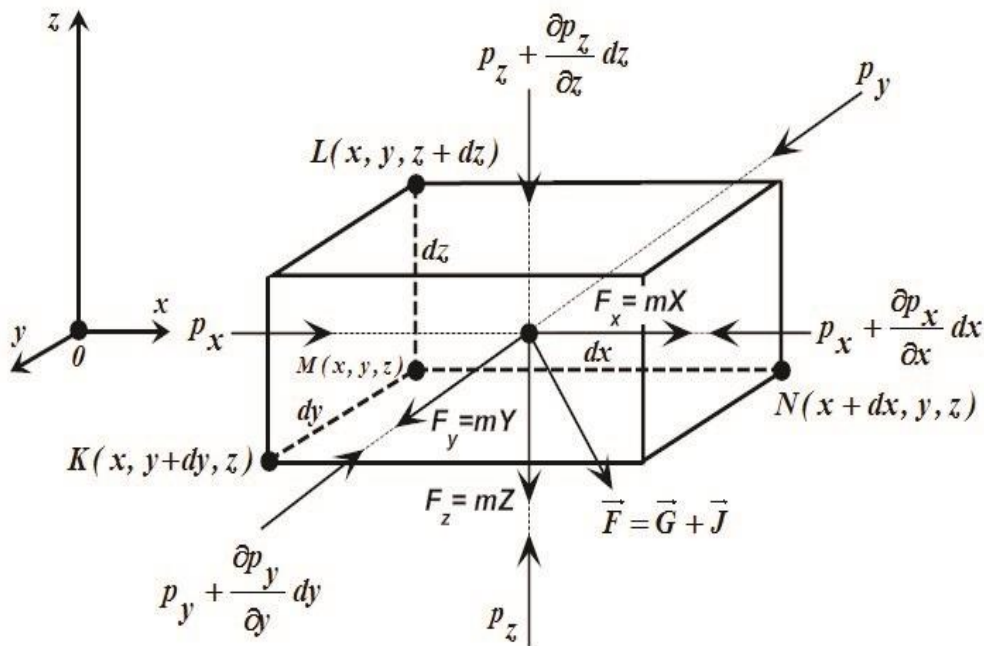


Рис. 2.2. Рівняння Ейлера

У випадку довільної системи координат основне рівняння гідростатики набуває вигляду рівнянь Ейлера рівноваги рідини

$$\begin{aligned} -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho X &= 0, \\ -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho Y &= 0, \\ -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho Z &= 0 \end{aligned}$$

для функції $p = p(x, y, z)$. Тут X, Y, Z - проекції густини рівнодіючої масових сил, а $\frac{\partial p}{\partial x}, \frac{\partial p}{\partial y}, \frac{\partial p}{\partial z}$ - проекції градієнта тиску на відповідні осі (рис. 2.2.).

Лекція 3. Закон Паскаля та його практичне значення

1. Основне рівняння гідростатики в інтегральному вигляді

Одержимо основне рівняння гідростатики в інтегральному вигляді. Для цього в рівнянні розділимо змінні

$$-dp = \rho g dz$$

і візьмемо інтеграл від обох частин

$$-\int_p^{p_0} dp = \int_z^{z_0} \rho g dz,$$

враховуючи, що густина рідини стала, одержуємо

$$p = p_0 + \rho g(z_0 - z) \text{ або } p = p_0 + \rho gh,$$

де p_0 - тиск на вільній поверхні рідини, h - глибина занурення точки.

2. Фізичний і геометричний зміст основного рівняння гідростатики. Закон Паскаля

На практиці часто вільна поверхня знаходиться під атмосферним тиском p_a . Тому зручно в якості тиску використовувати надлишковий тиск $p - p_a$, який відраховується від атмосферного. Рівняння гідростатики набуває найпростішого вигляду

$$p = \rho g h_n,$$

де h_n - п'єзометрична висота, тобто висота стовпчика рідини у п'єзометрі (вертикальній скляній трубці приєднаній до посудини з рідиною на рівні певної точки).

Також рівняння гідростатики можна записати у вигляді

$$z + \frac{p}{\rho g} = z_0 + \frac{p_0}{\rho g}.$$

в якому складові набувають геометричного змісту.

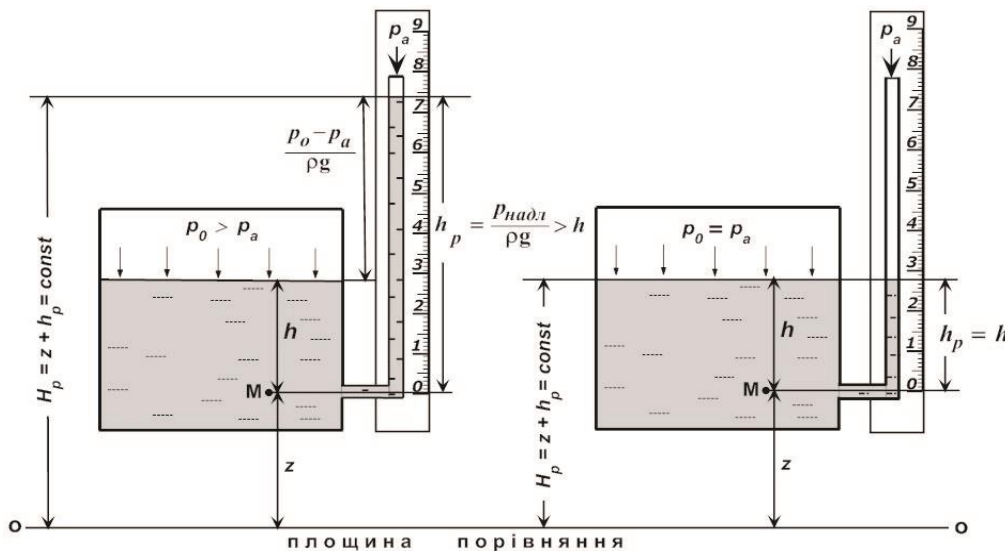


Рис. 3.1. Геометричний зміст основного рівняння гідростатики

Складова z - висота над площиною зрівняння (певною горизонтальною площиною), $\frac{P}{\rho g}$ - п'єзометрична висота, $H = z + \frac{P}{\rho g}$ - гідростатичний напір.

З фізичної точки зору z - питома потенціальна енергія сил тяжінні, $\frac{P}{\rho g}$ - питома потенціальна енергія сил тиску, $H = z + \frac{P}{\rho g}$ - питома потенціальна енергія рідини. В нерухомій рідині питома потенціальна енергія зберігається.

З рівняння видно, що тиск на вільній поверхні передається у всі точки рідини без змін (*закон Паскаля*).

На законі Паскаля заснований принцип дії всіх об'ємних гідравлічних машин і приводів. Як приклад розглянемо найпростішу принципову схему об'ємного гідроприводу, показану на рисунку 3.2. Два циліндри 1 (гідронасос) і 2 (гідравлічний двигун) заповнені рідиною і з'єднані між собою трубопроводом 3. Будемо вважати, що рідина ідеальна (тобто нестислива і нев'язка), циліндри абсолютно герметичні, а тертя при русі поршнів відсутнє.

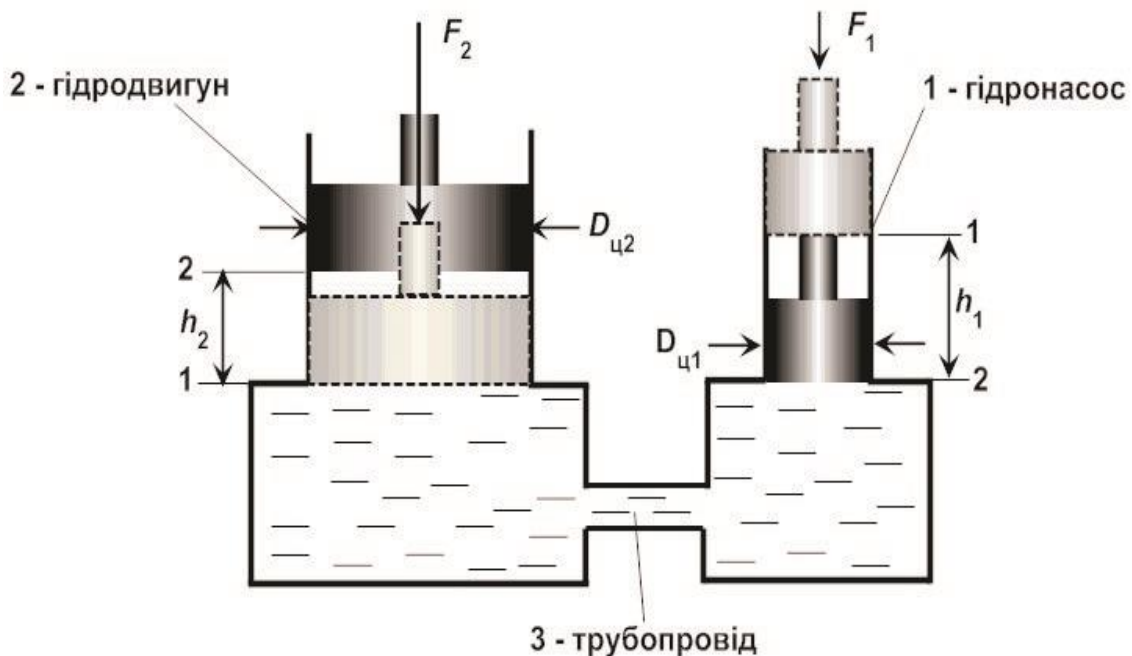


Рис. 3.2. Закон Паскаля

Тиск у циліндрах 1 і 2, і в трубопроводі 3, у відповідність із законом Паскаля, буде однаковим і рівним

$$p = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2},$$

де S_1 і S_2 — площі поршнів циліндрів 1 і 2.

Основною властивістю об'ємного гідроприводу є його здатність багаторазово збільшувати силу F_1 , яка діє на вході в систему. Дійсно, з останньої формули видно, що

$$F_2 = F_1 \frac{S_2}{S_1}.$$

Лекція 4. Сила тиску рідини на плоску та криволінійні стінки. Центр тиску

1. Тиск рідини на тверді поверхні

Визначимо силу тиску рідини на плоску фігуру. Для цього розіб'ємо фігуру на нескінченно малі частинки площею dS . Сила тиску на кожному з них

$$dP = p dS = \rho g h dS = \rho g y \sin \alpha dS,$$

де α - кут нахилу площини, якій належить фігура, до горизонтальної площини.

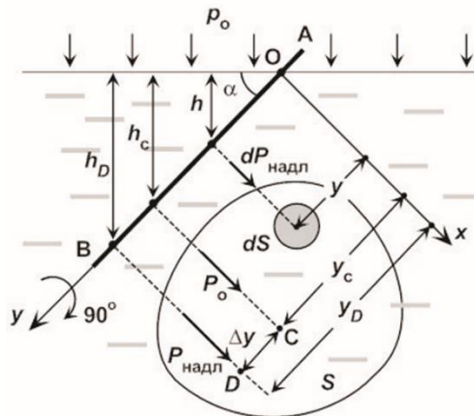


Рис. 4.1. Тиск рідини на плоску поверхню

Рівнодіюча сил тиску

$$P = \int_S p dS = \rho g \sin \alpha \int_S y dS = \rho g y_c \sin \alpha S = \rho g h_c S = p_c S,$$

де y_c, h_c, p_c - координата, глибина і тиск у центрі ваги фігури.

Координату центра тиску (точки прикладення рівнодіючої) D можна визначити, якщо прирівняти момент рівнодіючої відносно центра O до суми моментів її складових, тобто

$$P y_D = \int_S p y dS = \rho g \sin \alpha \int_S y^2 dS,$$

де $\int_S y^2 dS = I_{ox}$ - момент інерції фігури відносно осі x .

З теореми Гюйгенса маємо

$$I_{ox} = I_{cx} + y_c^2 S,$$

де I_{cx} - момент інерції фігури відносно осі, що проходить паралельно осі x через центр ваги.

Остаточно маємо

$$y_D = y_c + \frac{I_{cx}}{y_c S}.$$

2. Закон Архімеда. Умова плавання тіл

Розглянемо тіло у вигляді паралелепіпеда занурене у рідину. На верхню грань на глибині h_1 діє сила тиску спрямована вниз і рівна за величиною вазі тіла тиску об'ємом V_1 , яке росташоване між гранню і вільною поверхнею, тобто

$$P_1 = \rho g V_1 = \rho g S h_1.$$

На нижню грань на глибині h_2 діє сила тиску спрямована вгору і рівна за величиною вазі тіла тиску об'ємом V_2 , яке росташоване між гранню і вільною поверхнею, тобто

$$P_2 = \rho g V_2 = \rho g S h_2.$$

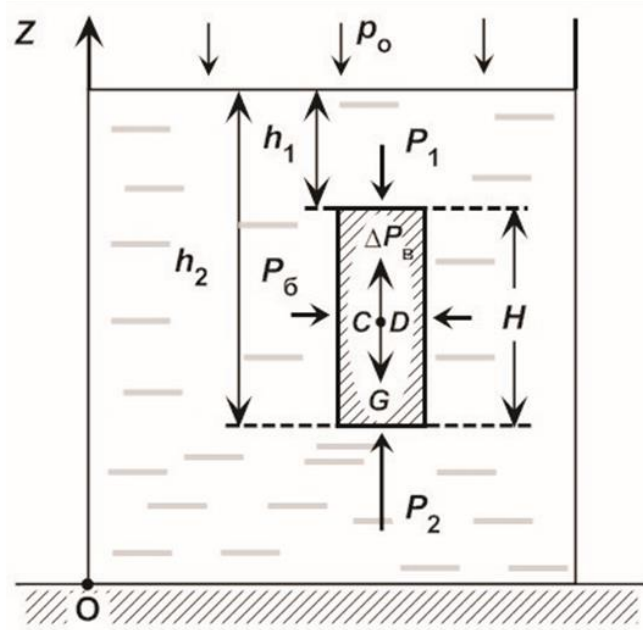


Рис. 4.2. Закон Архимеда

Рівнодіюча сил тиску спрямована вгору і рівна за величиною вазі витісненої тілом рідини, дійсно,

$$P = P_2 - P_1 = \rho g V_2 - \rho g V_1 = \rho g S (h_2 - h_1) = \rho g V,$$

де V - об'єм витісненої тілом рідини.

Закон Архимеда: на занурене у рідину тіло діє виштовхуюча сила, рівна за величиною вазі витісненої тілом рідини.

Таким чином, на тіло, що занурене в рідину діють сила тяжіння і сила Архимеда. Якщо вони однакові за величиною ($G = P$), то тіло буде знаходитися в рівновазі, тобто буде плавати.

Плаваюче тіло може знаходитись під зовнішнім впливом (вітру, хвиль), що може призвести до відхилення тіла від положення

рівноваги, виникнення крену. Здатність плаваючого тіла відновлювати рівновагу називається статичною стійкістю.

Можливі стани остійної рівноваги тіла показані на рисунку 4.3.

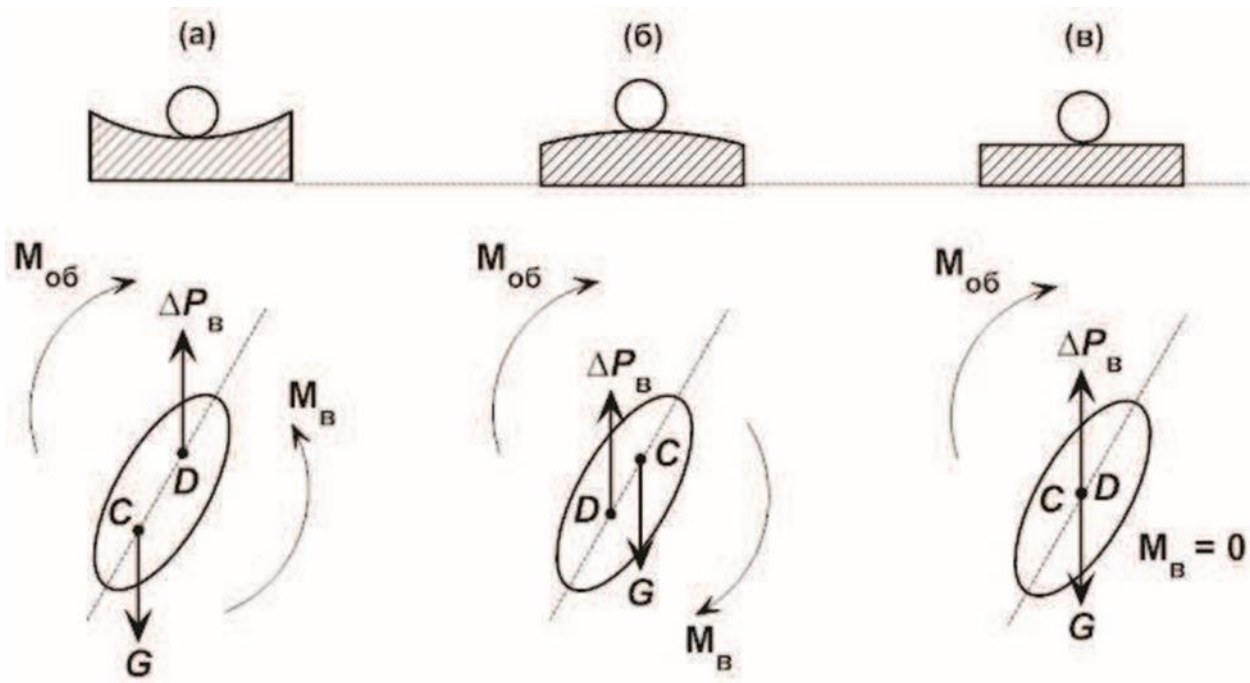


Рис. 4.3. Стійкість плавання тіл

Розглянемо основні терміни, пов'язані з статичною стійкістю.

Ватерлінія – лінія перетину поверхні тіла, що знаходиться у нормальному положенні, з вільною поверхнею рідини.

Площина плавання – площа обмежена ватерлінією.

Вісь плавання – вертикальна лінія, що проходить через центр ваги тіла. Коли воно знаходиться у нормальному положенні.

Центр водотонажності – центр ваги, зануреної частини тіла.

Продольна вісь плавання – вісь симетрії площини плавання.

Крен – кут між вертикаллю і віссю плавання.

Метацентр – точка перетину осі плавання з лінією дії виштовхуючої сили при крені менше 15° .

Ексцентриситет e – відстань між центром ваги тіла і центром водотонажності.

Метацентричний радіус r_m – відстань від метацентру до центру водотонажності, яка визначається за формулою

$$r_m = \frac{I}{W},$$

де W - водотонажність, I - момент інерції площини плавання відносно продольної осі плавання.

Умовою стійкості плавання є

$$r_m > e.$$

Лекція 5. Гідродинаміка. Основні визначення кінематики та динаміки рідини

1. Рівняння руху ідеальної рідини

Гідродинаміка вивчає закони руху рідини і газу, а також їх дію на тверді поверхні.

З кінематичної точки зору рух рідини можна описати двома еквівалентними методами Лагранжа і Ейлера. Метод Лагранжа полягає в тому, що задаються координати часток рідини як функції часу і початкових координат. У векторному вигляді $\mathbf{r} = \mathbf{r}(t, \mathbf{r}_0)$. Метод Ейлера передбачає задання швидкостей у всіх точках простору зайнятого рідиною в кожен момент часу. Іншими словами, задається поле швидкостей $\mathbf{u} = \mathbf{u}(t, \mathbf{r})$.

Рух рідини називається стаціонарним або усталеним, якщо поле швидкостей не залежить від часу, тобто $\mathbf{u} = \mathbf{u}(\mathbf{r})$. У протилежному випадку рух нестаціонарний або неусталений.

Уявити рух рідини можна за допомогою *ліній току*. Це така лінія, в кожній точці якої вектор швидкості спрямований по дотичній. Розподіл швидкостей за величиною можна представити використовуючи *ізотахи*, тобто лінії рівних швидкостей. Графіки розподілу швидкостей вздовж певних напрямків називають *епюрами швидкостей*.

Рідині властива *в'язкість*, або внутрішнє тертя (здатність чинити опір при переміщенні одного шару рідини відносно іншого). В'язкість обумовлена переносом кількості руху через межу між шарами води молекулами (молекулярна в'язкість).

Якщо в'язкістю нехтують, кажуть, що *рідина ідеальна*. Якщо в'язкість враховують, то кажуть, що *рідина реальна*.

Рівняння руху Ейлера для ідеальної рідини легко одержати з рівнянь рівноваги, додаючи силу інерції

$$\rho \frac{du_x}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x,$$

$$\rho \frac{du_y}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y,$$

$$\rho \frac{du_z}{dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z.$$

У векторному вигляді

$$\rho \frac{d\mathbf{u}}{dt} = -\nabla p + \rho \mathbf{g} \quad \text{або} \quad \rho \frac{d\mathbf{u}}{dt} = -\nabla \cdot \mathbf{\Pi} + \rho \mathbf{g}.$$

2. Рівняння нерозривності

До рівнянь Ейлера входять чотири невідомі функції: три проекції швидкості і тиск. Тому, щоб замкнути систему, не вистачає ще одного рівняння. Це рівняння можна одержати використовуючи те, що рідина не стискається. Розглянемо елементарну частку у вигляді паралелепіпеду зі сторонами dx, dy, dz . Його об'єм $dV = dxdydz$.

Після простих перетворень маємо

$$\frac{1}{dV} \left(\frac{dV}{dt} \right) = \frac{dx dy dz + dx dy dz + dx dy dz}{dxdydz} = \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0.$$

Або у векторному вигляді

$$\operatorname{div} \mathbf{u} = \nabla \cdot \mathbf{u} = 0.$$

3. Рівняння руху реальної рідини

Щоб одержати рівняння руху реальної рідини до тензора напружень ідеальної рідини треба додати тензор, який враховує дотичні напруження, тобто

$$\mathbf{\Pi} = -p\mathbf{I} + \mathbf{\Pi}',$$

Зважаючи на те, що внутрішнє тертя виникає тільки коли швидкості змінюються, можна зробити висновок, що тензор $\mathbf{\Pi}'$ повинен бути пропорційним тензорному добутку градієнта і вектора швидкості, тобто

$$\mathbf{\Pi}' = \mu\nabla\mathbf{u},$$

де μ - коефіцієнт динамічної в'язкості.

Підставляємо тензор напружень в рівняння Ейлера, враховуємо, що

$$\nabla \cdot (\nabla\mathbf{u}) = \nabla^2\mathbf{u} + \nabla(\nabla \cdot \mathbf{u}) = \nabla^2\mathbf{u} = \frac{\partial^2\mathbf{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\mathbf{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2\mathbf{u}}{\partial z^2},$$

і одержуємо рівняння руху реальної рідини

$$\rho \frac{d\mathbf{u}}{dt} = -\nabla p + \rho\mathbf{g} + \mu\nabla^2\mathbf{u} \quad \text{або} \quad \frac{d\mathbf{u}}{dt} = -\frac{1}{\rho}\nabla p + \mathbf{g} + \nu\nabla^2\mathbf{u},$$

де $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ - коефіцієнт кінематичної в'язкості.

Для розв'язання рівнянь руху до них необхідно додати початкові і граничні умови. На твердій границі задають відносну швидкість рівною нулю (принцип прилипання), а на вільній поверхні задають рівними нулю дотичні напруження.

Лекція 6. Рівняння Бернуллі і рівняння нерозривності для потоку рідини

1. Рівняння нерозривності для потоку рідини

Потоком називають пучок ліній току, що проходить через певну умовну площадку. Потік завжди можна розбити на елементарні струминки. *Елементарна струминка* це пучок ліній току, що проходить через елементарну площадку.

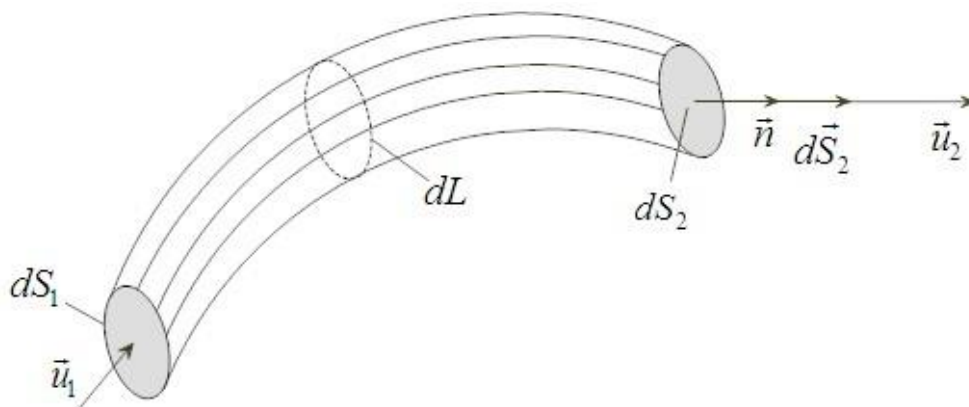


Рис. 6.1. Елементарна струминка

Потоки обмежені у просторі боковою поверхнею і живими перерізами, які в кожній точці перпендикулярні до швидкості.

Якщо бокова поверхня тверда, то кажуть, що потік напірний. Якщо частина бокової поверхні вільна, то кажуть, що потік безнапірний. Якщо вся бокова поверхня вільна, то кажуть, що це струмись.

Розглянемо потік, обмежений двома живими перерізами, які мають площі ω_1 і ω_2 . Розіб'ємо його на елементарні струминки. Кількість рідини, що протікає через живий переріз струминки в одиницю часу $dQ = u d\omega$ і називається елементарною витратою. Кількість рідини, що протікає через живий переріз потоку

$$Q = \int_{\omega} u d\omega$$

і називається *витратою*.

Рідина не стискається і не перетікає через бокову поверхню елементарної струминки і потоку, бо вона складена з ліній току. Через це кількість рідини, що втікає через вхідний переріз і витікає через вихідний, однакова, тобто $dQ_1 = dQ_2$ і $Q_1 = Q_2$.

Введемо середню (арифметичну) швидкість у живому перерізі за формулою

$$v = \frac{Q}{\omega} = \frac{\int u d\omega}{\omega},$$

і одержимо рівняння нерозривності для потоку

$$v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2.$$

2. Рівняння Бернуллі для потоку рідини

Для ідеальної рідини виконується закон збереження механічної енергії, тобто він виконується для кожної її частки, зберігається також і питома енергія. Щоб її одержати необхідно для питомої потенціальної енергії рідини додати питому кінетичну енергію. Відповідно, питома механічна енергія

$$H_0 = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g}.$$

Зважаючи на те, що кожна частка рідини рухається вздовж певної елементарної струминки, одержуємо *рівняння Бернуллі для елементарної струминки ідеальної рідини*

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g}.$$

Одержати рівняння Бернуллі для потоку можна, якщо він поблизу вхідного і вихідного перерізів плавномісний.

Потік називається плавномісним, якщо виконується дві умови. Перша, швидкості у живому перерізі повинні бути майже паралельними, іншими словами живий переріз можна вважати плоским. Друга вимога, радіуси кривизни траєкторій часток у живому перерізі повинні прямувати до нескінченності. У цьому випадку можна нехтувати відцентровими силами інерції і вважати, що у перерізі гідростатичний закон розподілу тиску, тобто $z + \frac{p}{\rho g} = \text{const.}$

З урахування плавномісності потоку

$$H_0 = \frac{\int \left(z + \frac{p}{\rho g} + \frac{u^2}{2g} \right) dG}{G} = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\int \frac{u^2}{2g} dQ}{Q} =$$

$$= z + \frac{p}{\rho g} + \frac{1}{2g} \frac{\int u^3 d\omega}{\omega} = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g},$$

де коефіцієнт Коріоліса, який враховує нерівномірність розподілу швидкості у перерізі,

$$\alpha = \left(\frac{\bar{v}}{v} \right)^3,$$

а середня кубічна швидкість

$$\bar{v} = \left(\frac{\int u^3 d\omega}{\omega} \right)^{\frac{1}{3}}.$$

Тоді рівняння Бернуллі для потоку ідеальної рідини має вигляд:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g}.$$

Враховуючи втрати питомої енергії від внутрішнього тертя h_w , одержуємо рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_w.$$

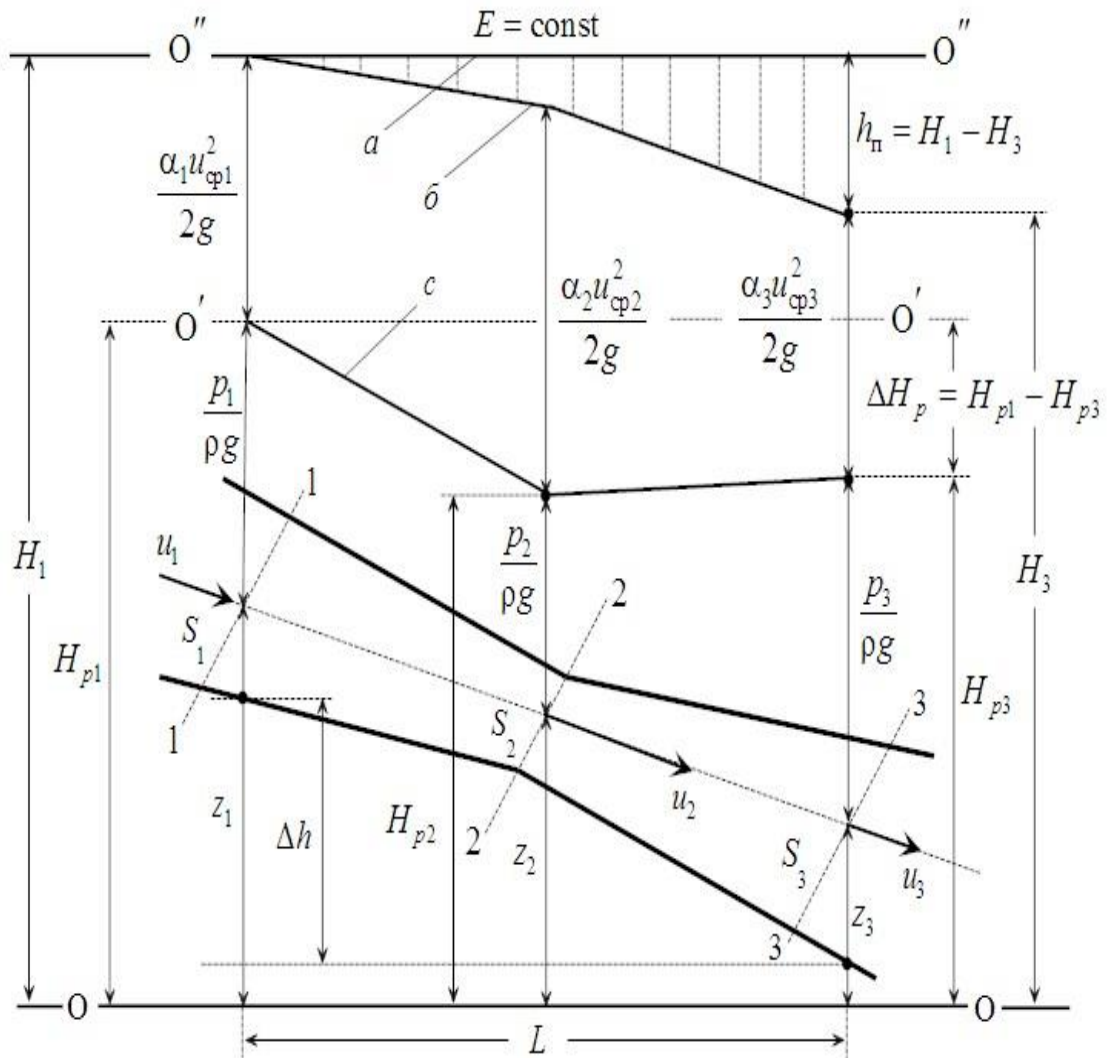


Рис. 6.1. Геометричний зміст рівняння Бернуллі

Геометричний зміст рівняння Бернуллі:

z - геометрична висота; $\frac{p}{\rho g}$ - п'єзометрична висота; $z + \frac{p}{\rho g}$ - п'єзо-

метричний напір; $\alpha \frac{v^2}{2g}$ - швидкісна висота або швидкісний напір;

$H_0 = z + \frac{p}{\rho g} + \alpha \frac{v^2}{2g}$ - гідродинамічний або повний напір.

Швидкісна висота визначається за допомогою трубки повернутої назустріч потоку (трубки Піто).

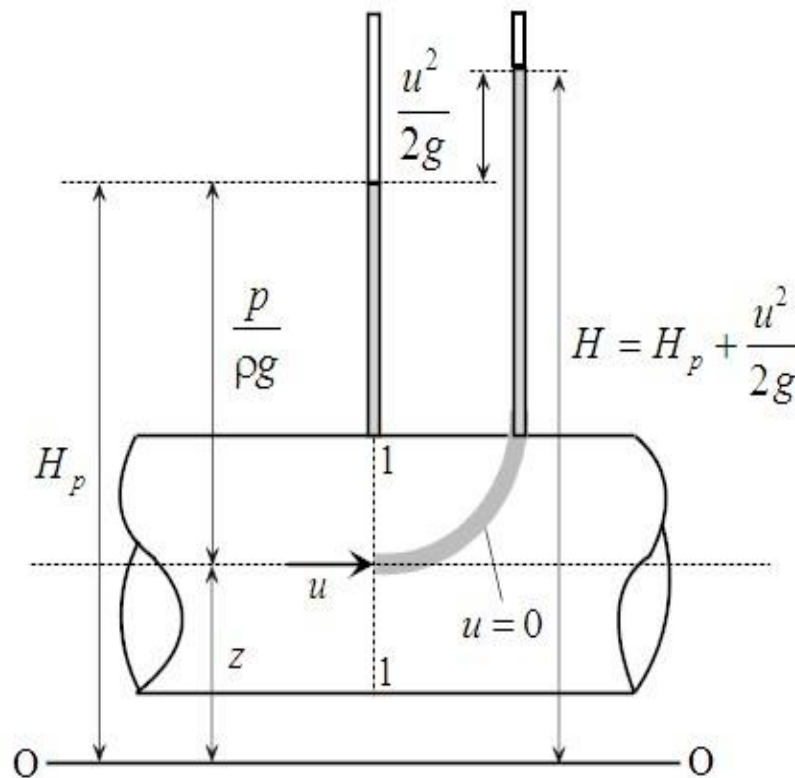


Рис. 6.2. Трубка Піто

Лекція 7. Режими руху рідини. Число Рейнольдса. Основне рівняння рівномірного руху рідини

1. Режими руху рідини. Втрати енергії

Здавна відомо, що в природі існують два режими руху рідини. При відносно малих швидкостях спостерігається ламінарний (шаруватий) режим, коли розташування ліній току повністю визначається розташуванням твердих поверхонь, які обмежують потік. При

порівняно великих швидкостях спостерігається турбулентний режим, коли відбувається перемішування рідини і її рух набуває хаотичного характеру.

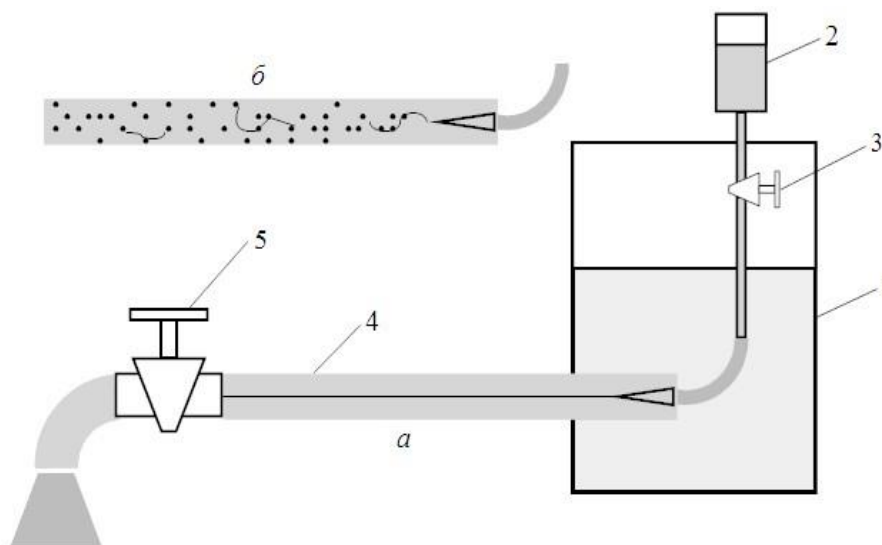


Рис. 7.1. Схема пристрою для демонстрації режимів руху рідини:
 1 – резервуар з водою; 2 – ємність із водяним розчином фарби;
 3 – вентиль; 4 – скляна труба великого діаметра; 5 – вентиль;
 а – ламінарний режим руху; б – турбулентний режим руху

Дослідами Рейнольдса встановлено, що при ламінарному режимі втрати енергії по довжині труби прямо пропорційні середній швидкості, а при турбулентному режимі переважно пропорційні квадрату швидкості. На практиці за режим руху рідини у трубі діаметром d відповідає число Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu}$$

Критичній швидкості, яка розділяє режими, відповідає критичне значення числа Рейнольдса $Re_{кр} \approx 2320$. При $Re < 2320$ спостерігається ламінарний режим, а при $Re > 2320$ турбулентний.

Враховуючи, що на практиці у більшості випадків мають справу з турбулентним режимом, природно для визначення втрат енергії використовувати формулу Дарсі

$$h_w = \zeta \frac{v^2}{2g}.$$

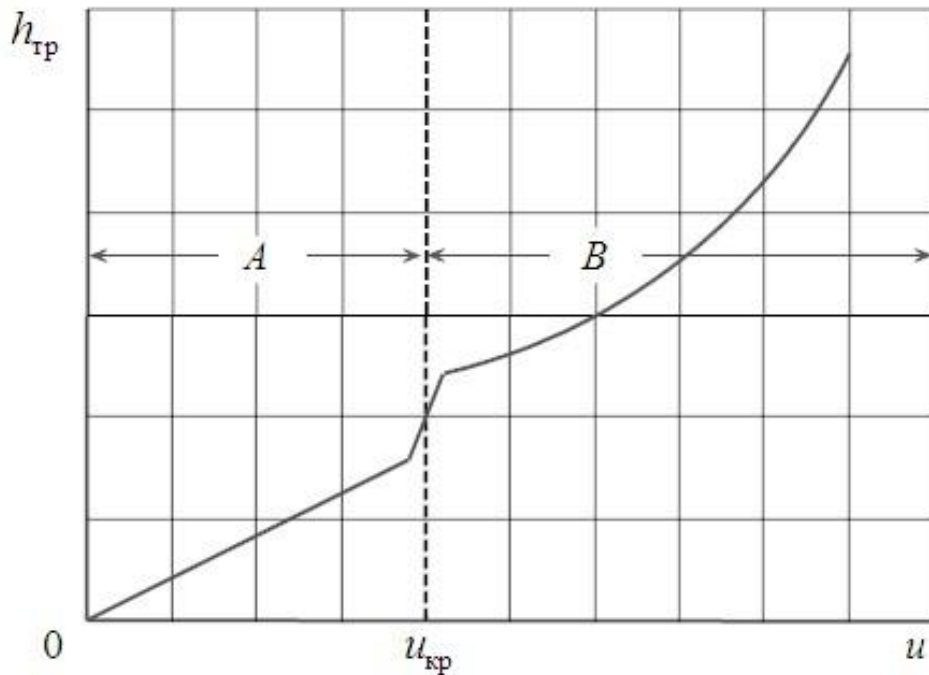


Рис. 7.2. Залежність втрат напору по довжині труби від швидкості

Коефіцієнт опору ζ визначається у випадку втрат у трубах по довжині l виражається через коефіцієнт тертя λ за формулою

$$\zeta = \lambda \frac{l}{d}.$$

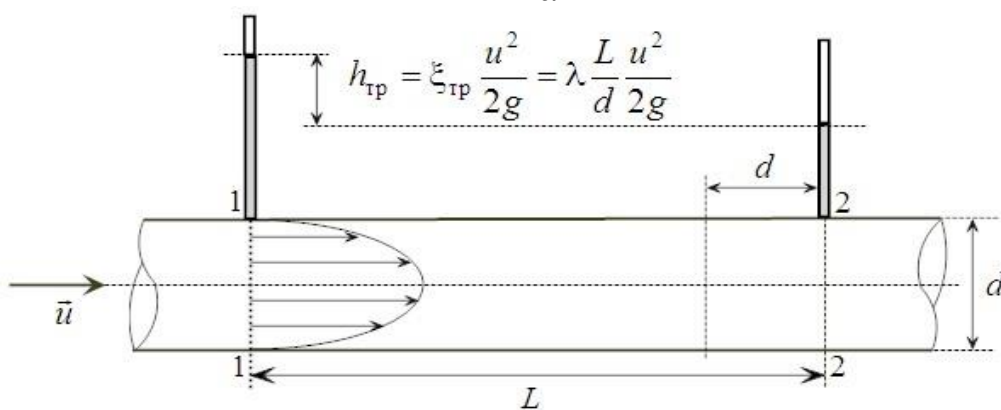


Рис. 7.3. Гідравлічні втрати на тертя по довжині труби

2. Основне рівняння рівномірного руху рідини

Визначимо коефіцієнт тертя при ламінарному режимі. Спочатку розглянемо розподіл швидкості у трубі радіусу r_0 . Для цього виберемо потік у циліндрі радіусу r між перерізами 1-1 і 2-2 і запишемо для нього рівняння Бернуллі

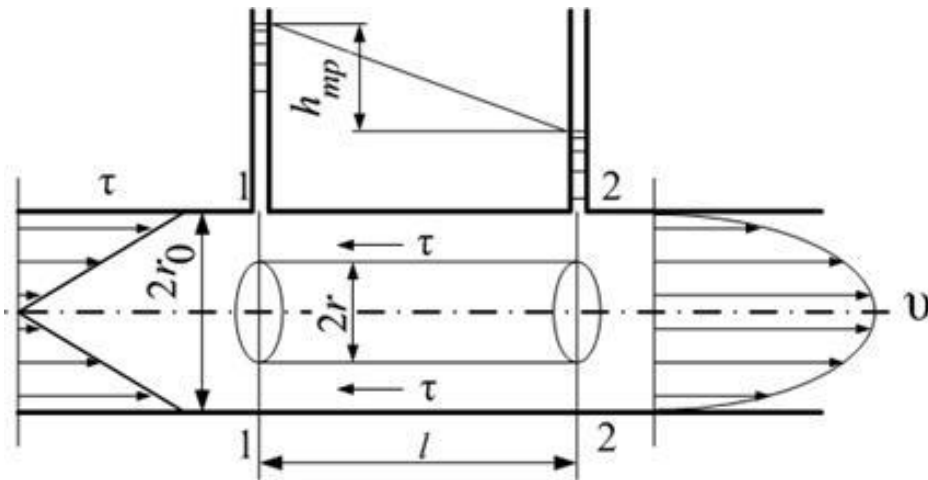


Рис. 7.1. Ламінарн рух рідини в циліндричній трубі

$$\frac{p_1}{\rho g} + z_1 + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{mp}.$$

Через те, що площі вхідного і вихідного перерізів однакові, з рівняння нерозривності маємо, що $v_1 = v_2$ і $\alpha_1 = \alpha_2$. Якщо провести площину зрівняння через вісь труби, то $z_1 = z_2 = 0$. Враховуючи це, одержуємо

$$h_{mp} = \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g}.$$

Потік рівномірний, тому сума проекцій сил на вісь труби дорівнює нулю, тобто

$$(p_1 - p_2)\pi r^2 - \tau \cdot 2\pi r \cdot l = 0,$$

де τ дотичне напруження на боковій поверхні, яке визначається за формулою

$$\tau = -\mu \frac{du}{dr}.$$

Маємо диференціальне рівняння

$$-\mu \frac{du}{dr} = \frac{\rho g h_{mp} r}{2l}$$

або після інтегрування

$$u = -\frac{\rho g h_{mp} r^2}{4l\mu} + c,$$

де невідома константа c визначається з граничних умов (при $r = r_o$ швидкість $u = 0$).

Закон розподілу швидкостей при ламінарному русі в остаточному вигляді має вигляд параболоїда обертання

$$u = \frac{\rho g h_{mp} (r_o^2 - r^2)}{4l\mu}.$$

Витрата через живий переріз

$$Q = \int_0^{r_o} dQ = \int_0^{r_o} \frac{\rho g h_{mp} (r_o^2 - r^2)}{4l\mu} \cdot 2\pi r dr = \frac{\pi \rho g h_{mp}}{2l\mu} \int_0^{r_o} (r_o^2 - r^2) r dr = \frac{\pi \rho g h_{mp}}{8l\mu} r_o^4.$$

Середня швидкість

$$v = \frac{Q}{\omega} = \frac{Q}{\pi r_o^2} = \frac{\rho g h_{mp}}{8l\mu} r_o^2.$$

Підставляємо втрати енергії і середню швидкість у формулу Дарсі, одержуємо

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}.$$

Скориставшись формулою для коефіцієнта Коріоліса одержуємо, що при ламінарному режимі $\alpha = 2$.

Лекція 8. Втрати напору по довжині при різних режимах руху рідини. Класифікація отворів та насадків. Взаємодія потоку рідини з твердим тілом (стілкою)

1. Втрати напору по довжині при різних режимах руху рідини

Турбулентний рух завжди нестаціонарний, тому для зведення його до стаціонарного використовують осереднення за часом. Проміжок осереднення T вибирається так, щоб всі пульсації (відхилення від середнього значення) характеристик течії взаємно компенсувались.

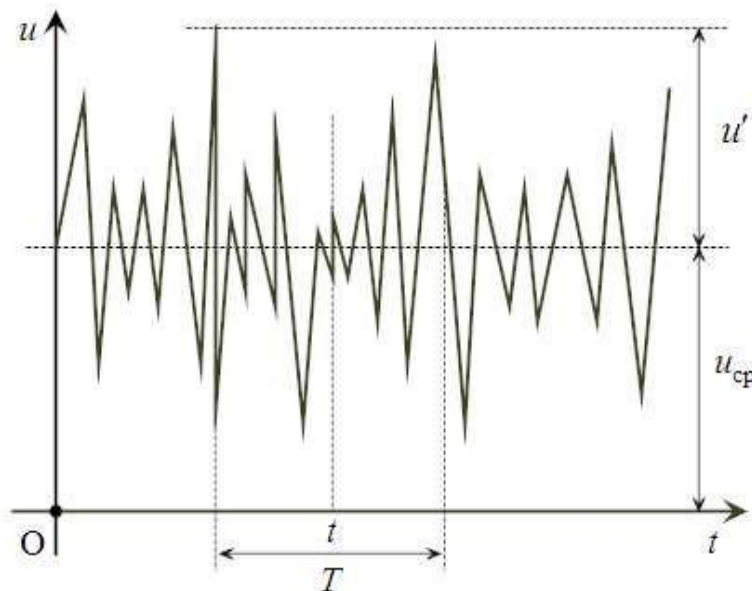


Рис. 8.1. Турбулентний рух рідини

Осереднена швидкість визначається за формулою

$$\mathbf{u} = \frac{\int_0^T \mathbf{u} dt}{T}.$$

Теоретичне визначення розподілу осереднених швидкостей у циліндричних трубах, коефіцієнту Коріоліса і коефіцієнту тертя при турбулентному русі пов'язане із значними труднощами. Тому при їх дослідженні спираються на експерименти.

Порівняння розподілу осереднених швидкостей у циліндричних трубах при ламінарному і турбулентному русі вказує на те, що розподіл при турбулентному русі через перемішування майже рівномірний за виключенням вузьких зон біля стінок труби.

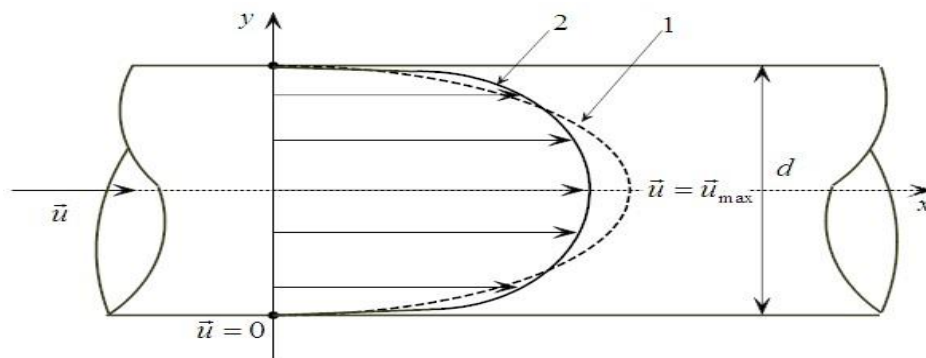


Рис. 8.2. Розподіл швидкості в циліндричній трубі (1- ламінарний потік; 2- турбулентний потік)

Як видно з графіка середнє значення коефіцієнта Коріоліса дорівнює 1,1.

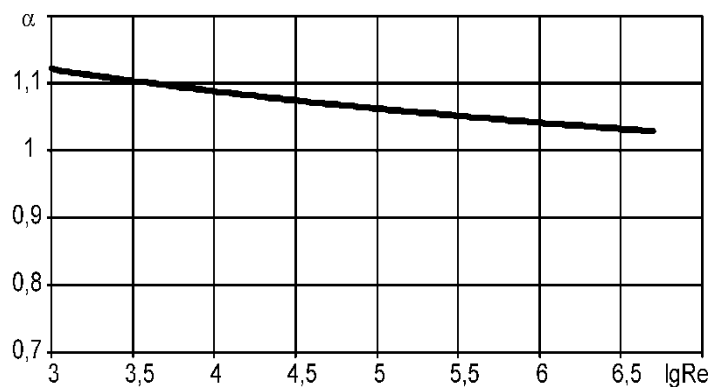


Рис. 8.3. Коефіцієнт Коріоліса

Експерименти по визначенню коефіцієнту тертя показують, що він є функцією числа Рейнольдса і відносної шорсткості, яка пов'язана з абсолютною шорсткістю Δ і ϵ середньою висотою нерівностей поверхні труби k .

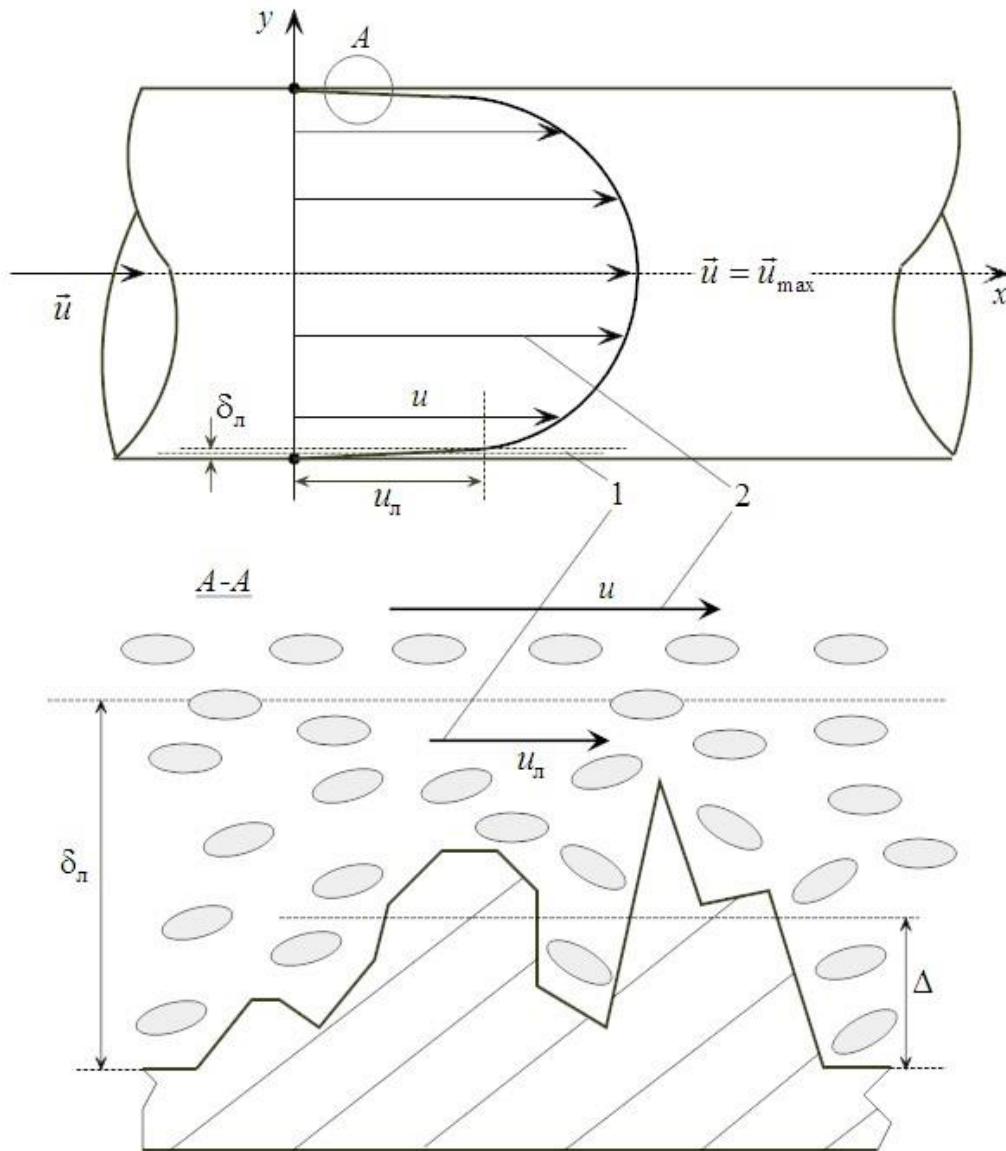


Рис. 8.4. Шорсткість поверхні труби

Аналіз графіків функцій $\lambda = \lambda(\text{Re}, \Delta)$ побудованих Нікурадзе дозволяє записати певні формули. Найдосконалішою з них є формула Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} .$$

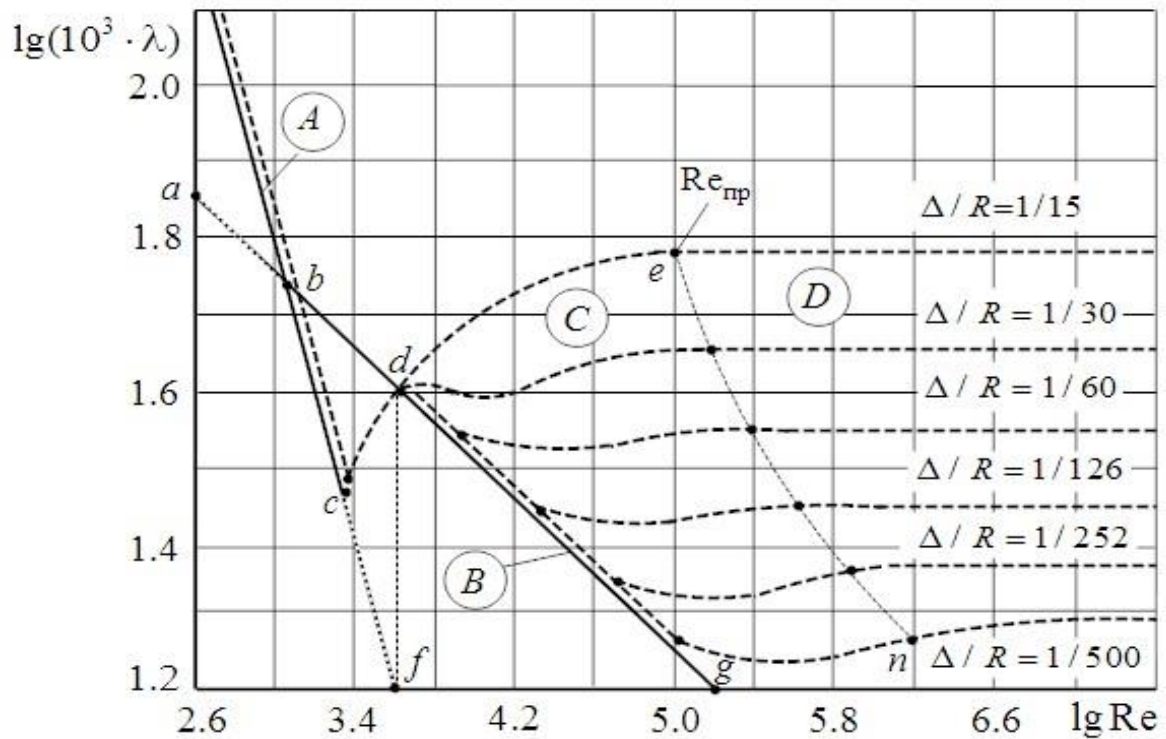


Рис. 8.5. Графік І.І. Нікурадзе

2. Місцеві опори

Місцеві опори це ділянки, на яких спостерігається різкозмінний (не плавномізмінний) рух рідини.

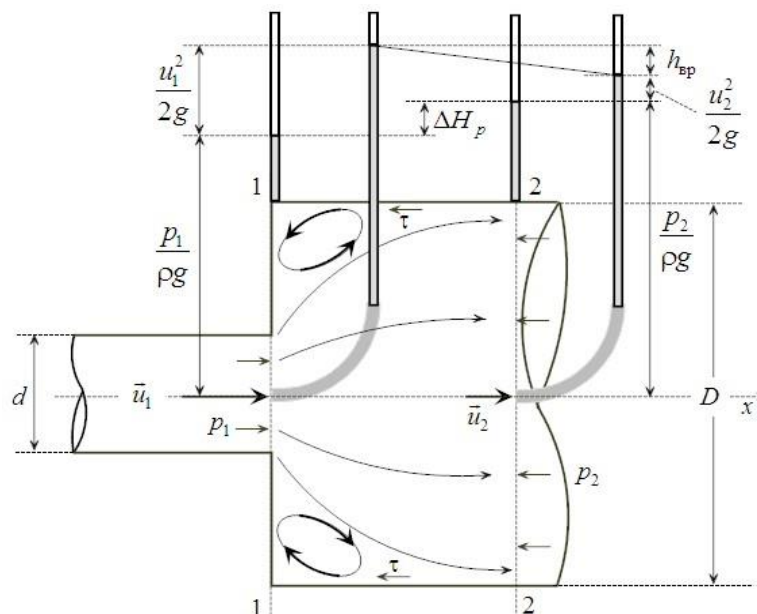


Рис. 8.6. Рух рідини при місцевому розширенні труби

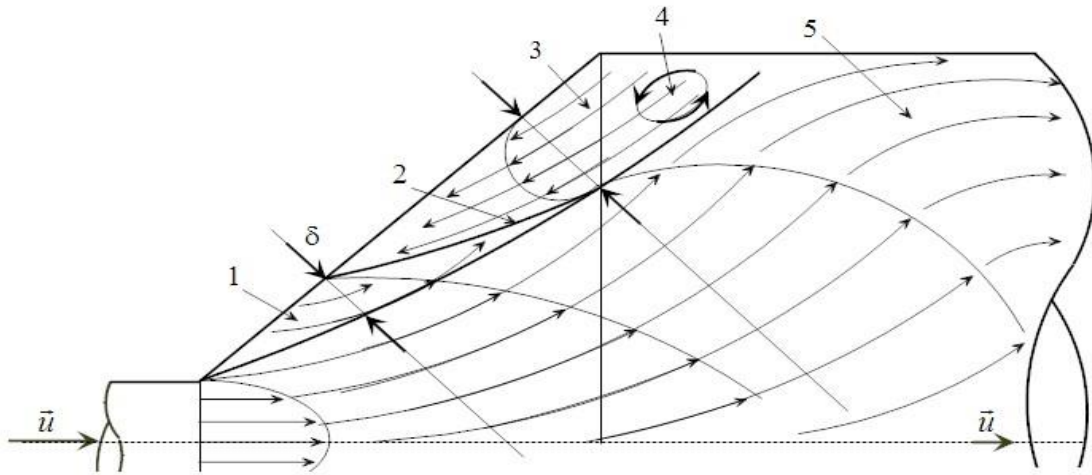


Рис. 8.7. Поступове розширення труби (дифузор):
 1 – прикордонний шар; 2 – лінія відриву потоку від стінки дифузора;
 3 – лінії протитоку в прикордонному шарі; 4 – утворення вихрів; 5 – лінії струму в ядрі потоку; δ – товщина прикордонного шару

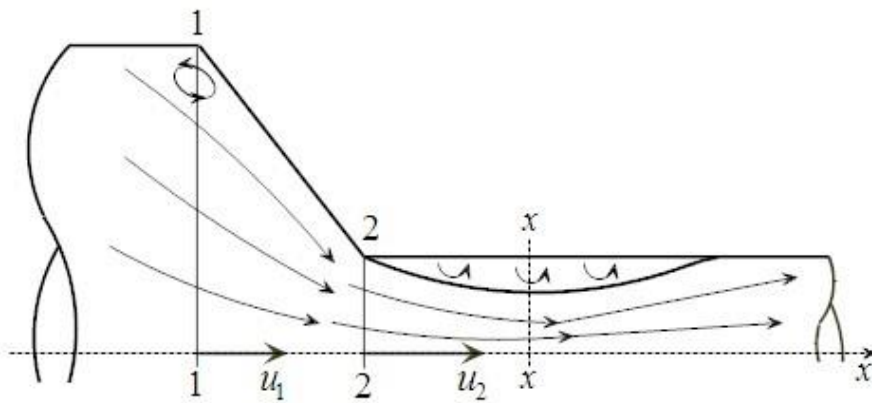


Рис. 8.8. Поступове звуження труби (конфузор)

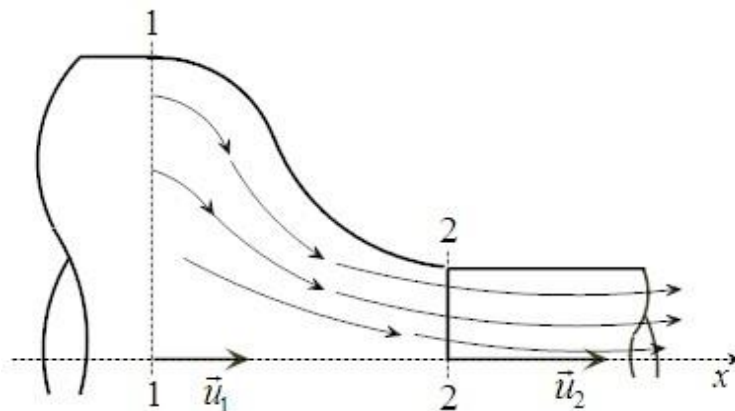


Рис. 8.9. Сопло

3. Класифікація і розрахунок напірних систем

За основу класифікації напірних систем взято співвідношення між втратами енергії по довжині і в місцевими втратами.

Якщо вклад місцевих опорів у загальні втрати енергії складає менше 10%, то систему називають трубопроводом. Якщо місцеві втрати більше 10% загальних, то систему називають короткою трубою. Якщо втрати по довжині складають менше 10% загальних втрат, то це насадок (коротка трубка довжиною $l < (5...6)d$). Якщо втрати по довжині взагалі відсутні, то це отвір.

Для коротких труб, насадків і отворів рівняння Бернуллі можна спростити. Розглянемо випадок отвору.

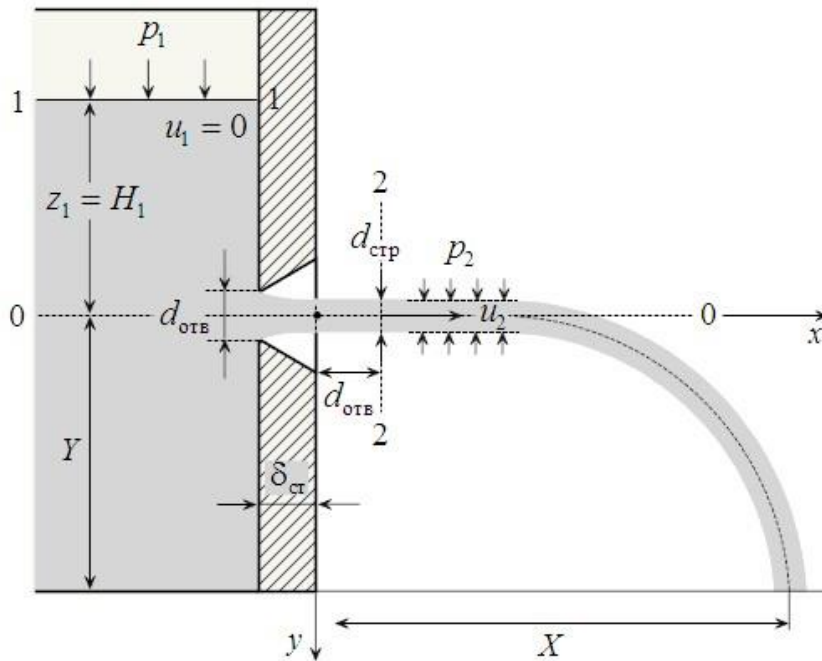


Рис. 8.9. Витікання з отвору

Виберемо вхідний і вихідний живі перерізи, як показано на рисунку. Якщо в перерізі 1-1 тиск атмосферний і рідина витікає в атмосферу, то $p_2 = p_1 = p_0 = 0$. Площину зрівняння проведемо через центр ваги вихідного перерізу і будемо вважати, що швидкість у перерізі 1-1 $v_1 \approx 0$, а швидкість у перерізі 2-2 $v_2 = v$, тоді рівняння Бернуллі буде мати вигляд

$$v = \varphi \sqrt{2gH_0},$$

де коефіцієнт швидкості φ залежить від коефіцієнта Коріоліса і коефіцієнта опору системи за формулою

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}}.$$

Позначимо площу вихідного перерізу ω , тоді витрата

$$Q = v\omega = \mu \sqrt{2gH_0},$$

де коефіцієнт витрати $\mu = \varphi$ у випадку короткої труби і насадка. У випадку отвору $\mu = \varepsilon\varphi$, де ε - коефіцієнт стиснення, який враховує стиснення струменю при витіканні з отвору і дорівнює

$$\varepsilon = \frac{\omega_c}{\omega},$$

де ω_c - площа стиснутого перерізу струменя, тобто найменшого за площею.

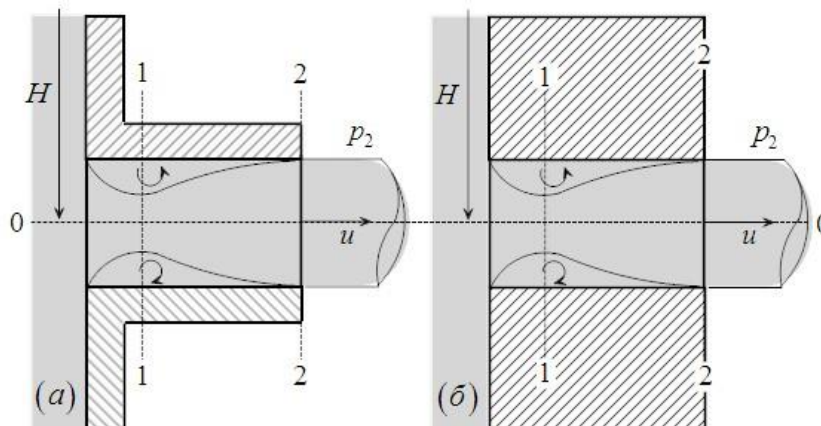


Рис. 8.9. Витікання через зовнішній циліндричний насадок

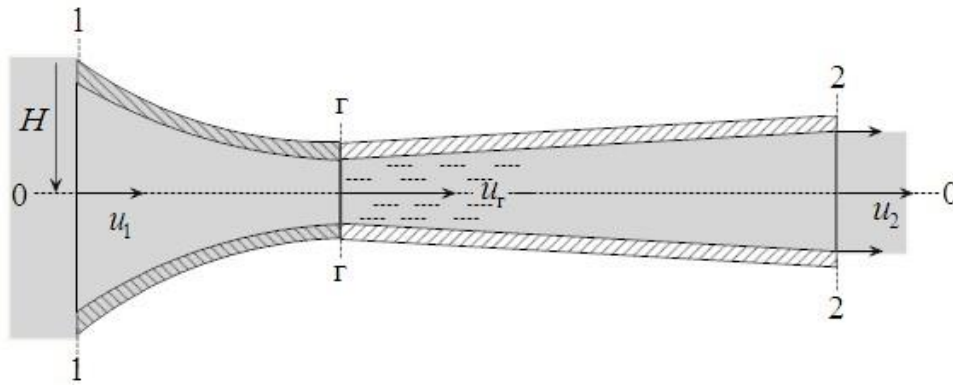


Рис. 8.10. Витікання через зовнішній циліндричний насадок (сопло Лаваля)

Гідравлічний розрахунок трубопроводів виконується з метою:

- визначення геометричних розмірів трубопроводів при заданих параметрах потоку;
- визначення гідравлічних характеристик трубопроводів при заданих його розмірах.

Залежно від довжини трубопроводу поділяють на:

- короткі трубопроводи, у яких місцеві втрати h_m становлять не менш (5...10)% від втрат напору на тертя по довжині $h_{тр}$;
- довгі трубопроводи, у яких основними втратами напору є втрати на тертя по довжині, а місцеві втрати не перевищують (0,05 – 0,1) $h_{тр}$.

Залежно від гідравлічних умов розрахунку трубопроводу поділяють на:

- прості трубопроводи, у яких немає відгалужень. Прості трубопроводи можуть бути з постійним і змінним перетином труби. На рис. 8.11 показані послідовно (а) і паралельно (б) з'єднані прості трубопроводи з різними місцевими опорами;
- складні трубопроводи, які мають відгалуження, як показано на рис. 8.12, (а) або ті, які складаються з послідовно – паралельних комбінацій простих трубопроводів, як показано на рис. 8.12, (б).

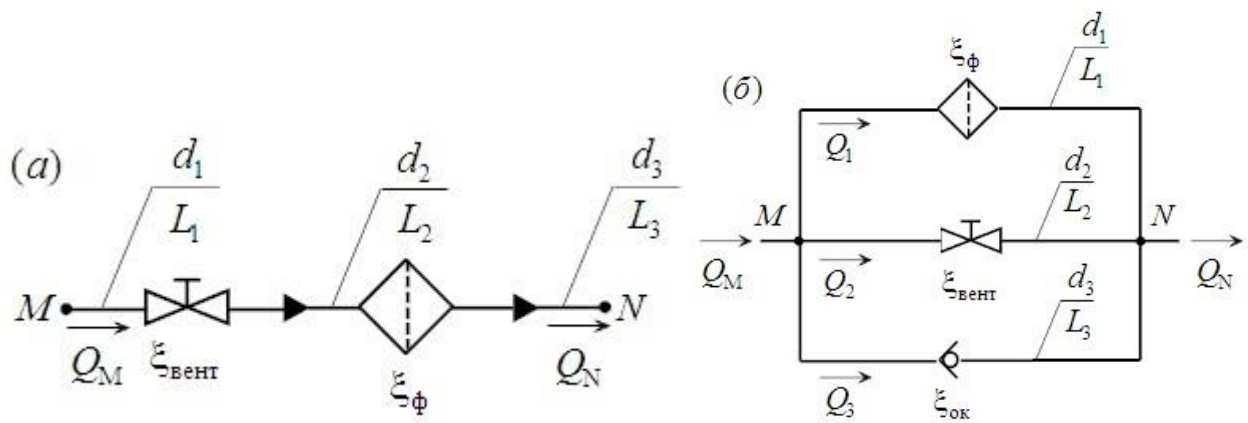


Рис. 8.11. Прості трубопроводи змінного перетину:
 (а) – послідовне з'єднання; (б) – паралельне з'єднання

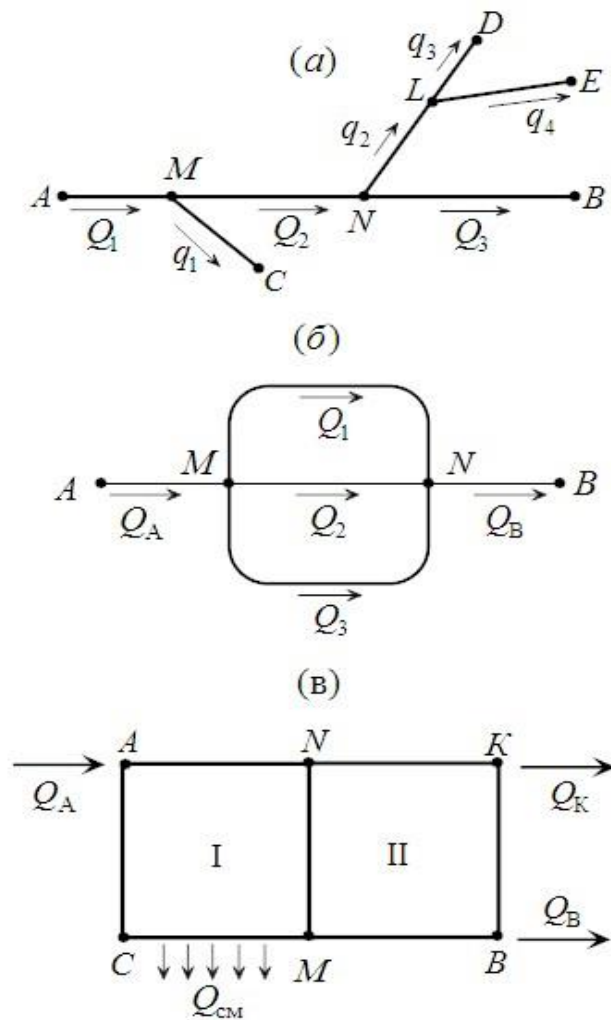


Рис. 8.12. Складні трубопроводи: (а) – з відгалуженнями;
 (б) – з послідовно-паралельним з'єднанням простих трубопроводів; (в) –
 кільцевий з безперервною роздачею на ділянці СМ і відбором у вузлі К

Розглянемо напірний рух у простому трубопроводі постійного круглого перетину діаметром d і довжиною L , які довільно розташовані в просторі та мають ряд місцевих гідравлічних опорів, як показано на рис. 8.13.

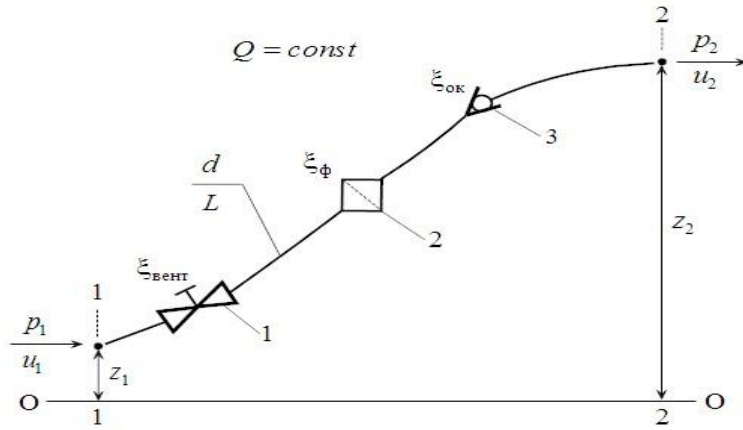


Рис. 8.13. Схема простого трубопровода з місцевими опорами:
1 – вентиль; 2 – фільтр; 3 – зворотній клапан

Основним розрахунковим рівнянням є рівняння Бернуллі для початкового 1-1 і кінцевого 2-2 перетинів трубопроводу.

Характеристикою трубопроводу називається залежність сумарної втрати напору в трубопроводі h_{π} від витрати рідини Q .

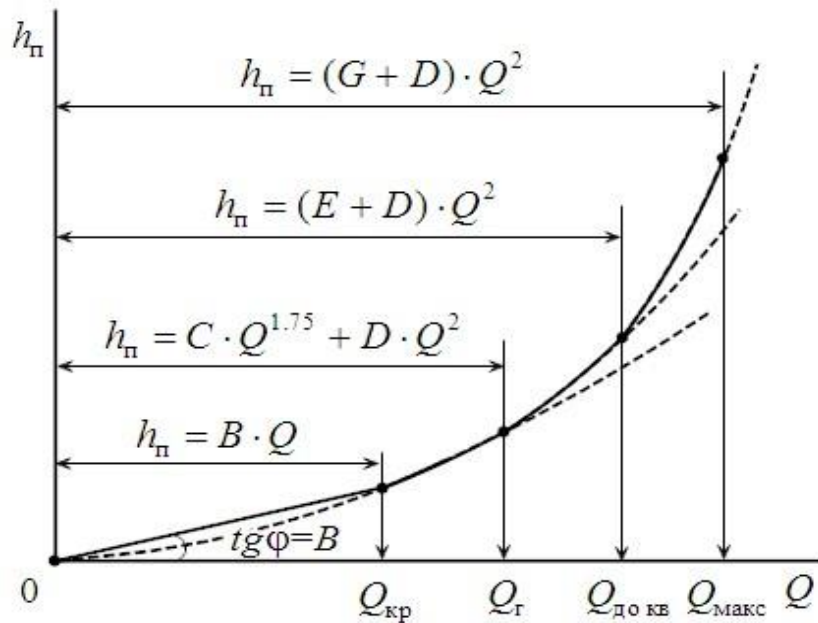


Рис. 8.13. Характеристика простого трубопроводу з місцевими опорами

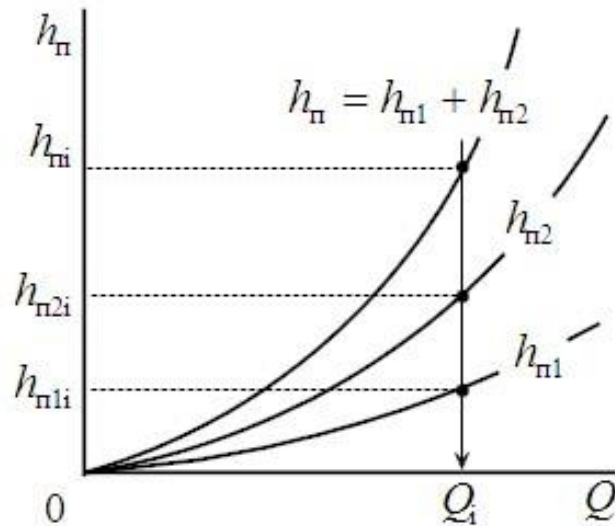


Рис. 8.14. Характеристика послідовного з'єднання трубопроводів

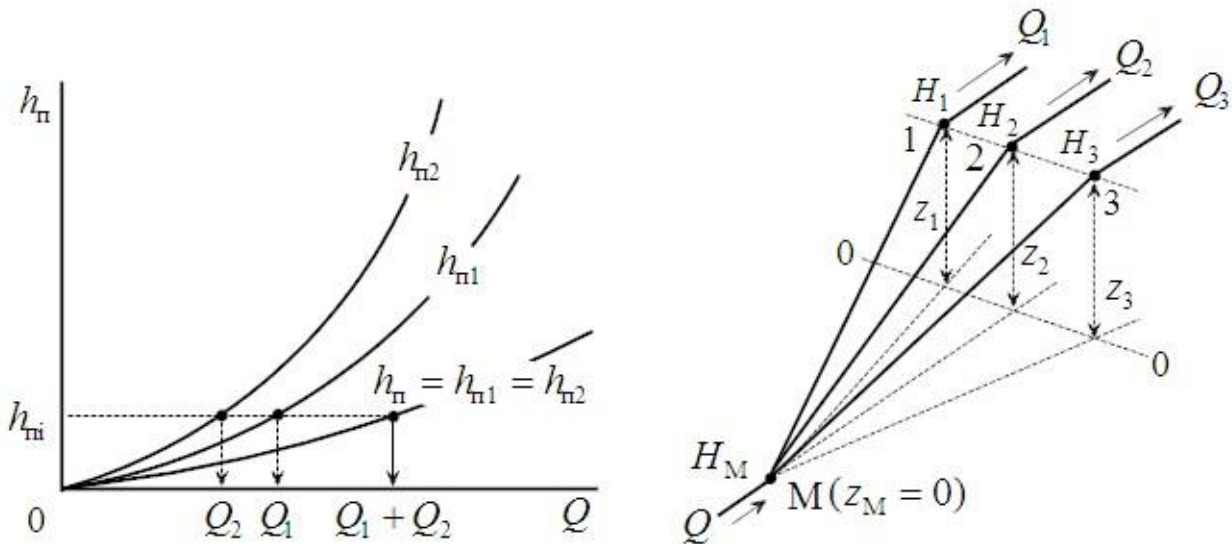


Рис. 8.15. Характеристика паралельно з'єднаних трубопроводів

3. Взаємодія потоку рідини з твердим тілом (стілкою)

Визначимо силу дії вільного струменя, що витікає з отвору або насадки, на нерухому стінку. Ця задача є окремим випадком задачі визначення сили дії потоку на стінки каналу.

Скористаємося теоремою про змінення кількості руху механічної системи. Сила, що діє на стінку

$$N_{\text{дин}} = -\frac{dQ_x}{dt} = \rho\omega_1 u_1^2 - 2\rho\omega_2 u_2^2 \cos\alpha.$$

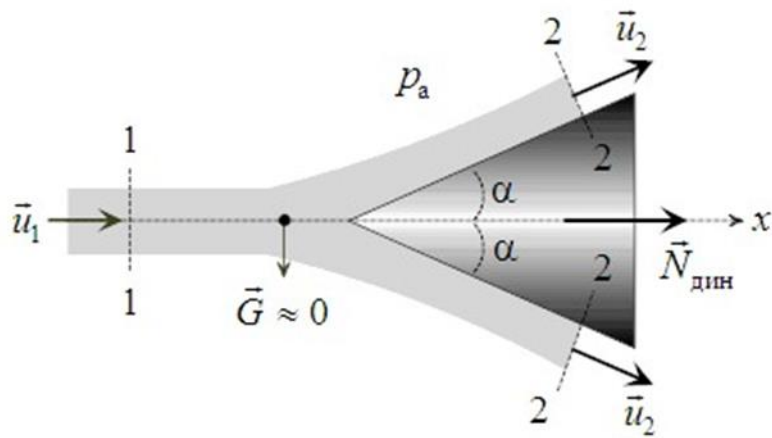
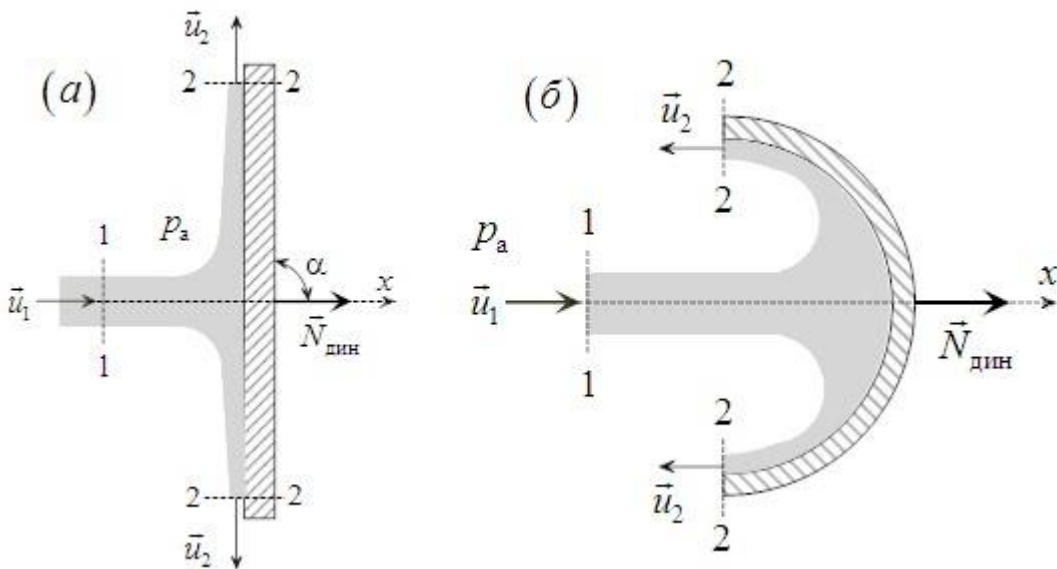


Рис. 8.16. Схема дії струменю на стінку

З урахуванням, що $u_1 = u_2 = u$, маємо $\omega_1 = \omega_2 = \omega$. Після підстановки

$$N_{\text{дин}} = \rho Q u (1 - \cos\alpha).$$



$$N_{\text{дин}} = \rho Q u$$

$$N_{\text{дин}} = 2\rho Q u$$

Лекція 9. Основні поняття та визначення гідропневмо-приводу. Гідромашини: насоси і гідродвигуни – основа гідропроводів

Загальні відомості про гідропневмопривід

1. Визначення гідропневмоприводу та гідропневмомашин. Класифікація гідромашин. Коротка історія розвитку гідромашин

Гідроприводом називається сукупність гідравлічних пристроїв, призначених для приведення до руху робочих органів різних машин за допомогою використання енергії рідини.

Основою гідроприводу є гідропередача, що складається з насоса і гідродвигуна (гідравлічних машин), і трубопроводів, що їх пов'язують (гідроліній).

Гідравлічна машина – це машина, що перетворює механічну енергію в енергію рідини, що переміщується, або навпаки. У першому випадку гідромашина називається насосом, а в другому – гідродвигуном.

За принципом дії гідроприводи бувають: об'ємні та динамічні.

Об'ємний гідропривід – це гідропривід, основою якого є об'ємні гідромашини.

Динамічний гідропривід – це гідропривід, основою якого є динамічні гідромашини.

Пневмоприводом називається сукупність пневматичних пристроїв, призначених для руху робочих органів різних машин за допомогою енергії стисненого газу.

Основою пневмоприводу є пневмомашини. Як пневмомашин використовуються компресори та пневмодвигуни.

Компресор – це пневмомашини, що перетворює механічну енергію на енергію стиснутого газу.

Пневмодвигун - це пневмомашини, що перетворює енергію стиснутого газу на механічну енергію.

Пневмоприводи також бувають об'ємними і динамічними. Про особливості пневмоприводу буде викладено в окремому розділі.

Гідромашини бувають об'ємні та динамічні. До об'ємних насосів відносяться:

- поршневі (простої, подвійної та кратної дії), а також плунжерні та діафрагмові насоси;

- роторні: шестеренні, роторно-поршневі (радіально-поршневі та аксіально-поршневі з похилим блоком циліндрів або з похилою шайбою), пластинчасті, гвинтові та ін насоси.

До динамічних насосів відносяться:

- лопатеві насоси (відцентрові та осьові); - тертя та інерції (вихрові та струменеві).

Відмінністю динамічного насоса від об'ємного є те, що в робочому колесі лопатевої машини основна частина підведеної енергії передається рідини шляхом динамічного впливу лопаток на потік. А в об'ємному насосі є одна або кілька робочих камер, об'єми яких під час роботи насоса періодично змінюються. І об'ємні насоси ще називаються статичними, тому що вони діють за принципом витіснення рідини. До об'ємних гідродвигунів відносяться: силові гідроциліндри; моментні гідроциліндри; гідромотори.

До динамічних гідродвигунів відносяться гідротурбіни (осьові та відцентрові).

Стародавня гідравліка

Першим гідродвигуном було водяне колесо, а першим насосом - поршневий насос. Водяні колеса почали застосовувати 3000 років тому в Китаї, Єгипті та Індії.

Греки не були чужими для вражаючих інженерних подвигів. Хоча Ктесибій Александрійський більше відомий своїми роботами в галузі пневматики, він також займався гідравлікою. Він розробив вдосконалену версію водяного годинника з рухомою стрілкою та будильником. Він також виготовив водяний орган, який використовував вагу води замість свинцю для гри на трубах. Йдучи слідами Ктесибія, Герой Олександрії розробив багато систем управління, зокрема такі: установка для автоматизованої механічної гри (перший відомий паровий двигун, або Еоліпіл); торговий автомат, який видавав святу воду, коли хтось кидав у нього монету.

Ще один важливий гідравлічний винахід, який приписують греку, це водяний гвинт, або гвинт Архімеда. Цей гвинт був основним компонентом стародавніх методів зрошення. Це найстаріший об'ємний насос, що походить зі Стародавнього Єгипту, де його використовували на Нілі - ймовірно, ще до Архімеда, хоча йому

приписують цю заслугу. Дехто навіть вважає, що він використовувався для зрошення висячих садів Вавилону, одного з семи чудес стародавнього світу.

Далі на схід, у третьому столітті нашої ери стародавні перси завершили будівництво Шуштарської історичної гідравлічної системи. Ця система була колосальним інженерним проектом і слугувала різним цілям, включаючи водопостачання, зрошення, млини, річковий транспорт та оборонну систему. Так само шрі-ланкійці побудували складні великомасштабні іригаційні системи і розробили концепцію вежі з клапанами для регулювання виходу води. Їхні системи були розроблені понад 2000 років тому у відповідь на нестачу води, якою було важко керувати.

Римляни, як і греки, відомі своїми передовими інженерними навичками, включаючи дороги, мости та акведуки, багато з яких використовуються і сьогодні.

Системи акведуків самі по собі могли мати нестабільну швидкість потоку. Щоб боротися з цим, римляни встановлювали регулюючі пристрої в потоці, а на кінцях створювали водосховища та цистерни, щоб забезпечити населення більш надійним водопостачанням. Великий акведук міг зберігати достатньо води для міста протягом 1-3 тижнів, залежно від чисельності населення та водних обмежень.

Величезні римські акведуки - лише один з прикладів гідравлічної енергії. Римляни також мали багато водяних млинів і розробили ранню версію гідравлічного видобутку на золотих родовищах. Цей метод передбачав створення великого запасу води через греблі або посудини та її спуск у зону видобутку. Цей потік води змивав легкий осад і відкривав доступ до цінних золотих жил. Пізніше, під час Каліфорнійської золотої лихоманки, цей метод проклав шлях до гідравлічного видобутку.

Як змінювалося наше розуміння гідравліки в 17, 18 і 19 століттях

На початку 17 століття вивчення гідравліки просунулося вперед завдяки відкриттю Саймоном Стевіном гідростатичного парадоксу і дослідженню нерухомої води, а також спостереженням Галілео Галілея над гравітацією. Галілей вивчав гравітаційне прискорення, яке відіграло роль у русі води. Серед його учнів були Еванджеліста Торрічеллі, який застосував ці знання до струменів рідини та рідинного

барометра, і Бенедетто Кастеллі, який заново відкрив принцип неперервності.

Француз Блез Паскаль ще підлітком почав працювати над механічними калькуляторами і став одним з перших двох винахідників цього пристрою. Він зробив внесок у математику (наприклад, трикутник Паскаля) і вивчав гідравлічні рідини. Спираючись на роботи Торрічеллі та дослідження вакуумного простору, Паскаль у 1648 році сформулював свій закон. Закон Паскаля стверджує, що якщо на рідину всередині замкненої системи чинити тиск, то він буде однаково передаватися в усіх напрямках. По суті, тиск всередині замкненої системи залишається постійним. Цей принцип заклав основу для деяких найважливіших інновацій у галузі гідравліки в індустріальному світі. Він визначив, як використовується енергія, і тому цей принцип лежить в основі більшості сучасних гідравлічних систем. Робота Паскаля призвела до винайдення гідравлічного преса і забезпечила надзвичайно цінний принцип для всього, що працює з рухом рідини.

Приблизно через півтора століття Джозеф Брама запатентував гідравлічний прес у 1795 році. У цьому винаході він використав відкриття Паскаля, щоб примножити невелику силу і створити великий тиск, здатний приводити в дію машини і піднімати дуже важкі предмети. Частково це пояснюється тим, що гідравлічний прес використовує невеликі гнучкі трубки.

У 1738 році Даніель Бернуллі опублікував свою книгу "Гідродинаміка", в якій описав, як поводить себе вода за певних умов і як вона реагує на рівновагу, тиск і швидкість. Принцип Бернуллі ґрунтувався на його дослідженнях збереження енергії. Бернуллі тісно співпрацював з математиком Леонардом Ейлером, який, можливо, першим вивів рівняння Бернуллі. Він також розробив кілька важливих гідравлічних рівнянь і гідравлічну турбіну.

19 століття призвело до багатьох досягнень у гідравліці.

Вплив температури на потік в трубі та визначення швидкості потоку: У цей час Ісаак Ньютон вивчав різні властивості рідин. Тоді Готфільф Людвіг Хаген проводив експерименти, щоб виявити вплив температури на потік в трубі. Хоча він працював на основі знань Ньютона, його результати були в межах 1% від сучасних вимірювань. Його експерименти включали впорскування тирси в рідину, щоб побачити рух більш чітко. У Франції Жан Леонард Марі Пуазей

також досліджував потік, але його робота стосувалася течії крові в організмі. Його дослідження привели до рівнянь ламінарної течії в трубопроводах. Його робота, разом з роботою Хагена, була використана для розробки рівняння Хагена-Пуазейля. Це рівняння стверджує, що швидкість потоку залежить від в'язкості рідини, довжини труби і різниці тиску між її кінцями.

Розробка роторного двигуна та гідроаккумулятора: У 1838 році Вільям Джордж Армстронг, людина, яку вважають дідусем сучасної гідроенергетики, почав експериментувати з гідравлікою і розробив роторний двигун. На жаль, на той час це нікого не зацікавило. Потім він відкрив те, що стало відомим як ефект Армстронга, або створення електричного заряду з пари високого тиску, що виходила з котла. Пізніше він сконструював кран з гідравлічним приводом і зворотно-поступальним плунжером. Армстронг модифікував існуючий кран, щоб використовувати міський водогін як джерело енергії. Він заснував бізнес, використовуючи цю схему, і почав виготовляти крани за цим методом. Пізніше Армстронг також розробив гідравлічний акумулятор, який досягнув кількох цілей. Він усунув потребу в резервуарах, дозволив досягти набагато вищого тиску і створив систему для переміщення гідравлічної енергії між широко рознесеними гідравлічними пристроями.

Впровадження та регулювання гідравлічного видобутку корисних копалин: Коли Каліфорнійська золота лихоманка прийшла до Сполучених Штатів у 1840-х роках, гідравлічний видобуток корисних копалин розвинувся з римських методів "глушіння". Цей вид видобутку використовував струмені води під високим тиском, схожі на гармати, для розкопування гірських порід. Машини могли мати довжину від 16 до 18 футів. Видаляючи гірську породу та осад, робітники могли отримати доступ до набагато більшої кількості золота. Фермери та поселенці швидко відчули шкоду, яку цей метод завдавав довкіллю, оскільки шахтарі скидали видобутий ґрунт у довколишні струмки чи каньйони, які заповнювалися і блокували водні шляхи та фермерські господарства, що залежали від води, розташовані нижче за течією. Цей процес швидко став регулюватися, і хоча його використовують і сьогодні, він все ще регулюється законодавчо.

Сучасне застосування гідравліки

З приходом 20-го століття з'явилися нові, різноманітні способи використання гідравліки. Гідравліка є популярною системою, оскільки вона легко адаптується, пропонуючи гнучкі шланги та невеликі трубки, а також багато різних типів приводів.

Окрім транспортних засобів та промислового використання, ви можете знайти гідравлічні пристрої скрізь. Можливо, ви навіть сидите на одному з них. Офісні крісла та посудомийні машини - це два предмети побуту, які часто використовують гідравліку. Інші, більш складні механізми включають літаки, будівельну техніку та ліфти.

У той час як водяні колеса відомі з давніх часів, постійний струм був відкритий лише у 19 столітті. Але як вони пов'язані між собою? В обох випадках ви використовуєте обертальний рух. Старі водяні колеса - це просто інше джерело енергії обертання. Двигуни постійного струму використовують потік електричного струму для обертання двигуна і валу, а водяні колеса використовували потік води. Двигуни постійного струму є важливим аспектом нашого електронного використання сьогодні.

Сила води також може бути використана для виробництва електроенергії. Епплтон, штат Вісконсин, був домом для першої гідроелектростанції. Зараз їх налічується понад 57 000 по всьому світу. Гідроелектростанції є основним джерелом відновлюваної енергії, що використовує рух води з греблі для виробництва електроенергії. Очікується, що виробництво електроенергії на ГЕС зросте більш ніж на 20% протягом наступних 25 років.

У Великій Британії Лондонська гідроенергетична компанія регулярно постачала воду під тиском 700 фунтів на квадратний дюйм через 150 миль трубопроводів під лондонськими вулицями. Ця система, яка проіснувала до 1977 року, керувала завісами в Королівському оперному театрі, відкривала шлюзи на Темзі і піднімала ліфти по всьому місту.

Хоча історія змушує нас використовувати воду як основну гідравлічну рідину, технічний прогрес показав, що вода часто не є найкращим варіантом. Найпоширеніші варіанти гідравлічної рідини: мінеральне мастило, натуральні оливи (наприклад, рапсова), синтетичні сполуки.

Люди обирають гідравлічні рідини з урахуванням різних цілей і характеристик, таких як в'язкість, густина, вплив на навколишнє

середовище, вага і вартість. Реакція рідини на тепло, випаровування та інші матеріали також є важливими факторами. Деякі рідини призначені для підтримки низького рівня забруднення, тоді як інші можуть витримувати надзвичайно високу температуру або радіацію. Ці рідини можна використовувати будь-де від військової техніки до промислового обладнання та гальмівної рідини у вашому автомобілі.

Тепер, з появою комп'ютерних технологій і передових методів збору даних, дослідники можуть вивчати рух рідини з більшою точністю і глибиною. Поєднання гідравліки та електроніки дозволяє здійснювати більш досконалі операції на машині, завдяки чому оператор може виконувати набагато точніші і детальніші дії. Не рідкість електронне управління гідравлічною системою.

Одне з місць, де ви знайдете багато гідравлічної техніки - це будівельний майданчик. Крани, бульдозери та всі види важкого обладнання працюють за допомогою гідравлічних приводів. Системи з рідиною під тиском неймовірно поширені в різних типах транспортних засобів. Гідравлічний насос і двигун мають вищу питому потужність, ніж електродвигун і генератор - 16:1 за вагою і 8:1 за об'ємом, якщо бути точним. Вони також пропонують точне управління, часто з електричним приводом.

Ще однією сферою, де гідравлічні системи отримали значні переваги, є сільське господарство. Сільськогосподарське обладнання тепер здатне до більш надійного застосування. Багато одиниць сільськогосподарської техніки використовують гідравліку для приводу і переміщення компонентів, наприклад, трактор Ford-Ferguson.

Аерокосмічна промисловість також активно використовує гідравліку. Гідравлічні системи приводять в дію багато частин літака, включаючи гальма, вантажні двері, рульове управління, управління пропелером і закрилками.

Результатом розвитку гідромашинобудування є будівництво ГЕС. А також це використання гідромашин на всіх видах транспорту, а саме: автомобільному; повітряному; залізничному; морському; трубопровідному.

На кожному автомобілі не обійтися без оливосистеми, системи паливоживлення і системи охолодження. Для роботи кожної системи необхідний насос (наприклад, шестеренний, діафрагмовий, відцентровий), не кажучи про гідродвигуни.

Крім того, кількість автомобілів у всіх країнах зростає з кожним днем, а тому потрібні заводи з виробництва та ремонту гідромашин, відповідно потрібні фахівці, зокрема й фахівці з експлуатації гідромашин.

2. Основні параметри, що характеризують роботу насоса.

Параметрами, що характеризують роботу насоса, є:

- 1) напір, $H_{нас}$, м або тиск, p , Па;
- 2) подача, Q , м³/с, кг/с, Н/с;
- 3) потужність, N , л.с., кВт;
- 4) частота обертання (число обертів), n , 1/с, об/хв;
- 5) коефіцієнт корисної дії (ККД), η ;
- 6) висота всмоктування, $H_{вс}$, м.

Напір насоса, $H_{нас}$ - це різниця питомих енергій між виходом і входом у насос, тобто

$$H_{нас} = \left(\frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} \right).$$

Подача насоса, Q - кількість рідини, що протікає через насос за одиницю часу.

Розрізняють подачу:

Об'ємну, $Q = \frac{V}{t}$, м³/с, л/с;

Вагову, $G = \gamma Q$, н/с;

Масову, $M = \rho Q$, кг/с.

Потужність насоса, N - це енергія, яку повідомляє насос усьому потоку рідини щомиті, $N = pQ = \gamma HQ$, Вт.

Частота обертання насоса, n , 1/с - це кількість обертів за одиницю часу.

Коефіцієнт корисної дії (ККД) - це відношення корисної потужності насоса до витраченої (споживаної), $\eta = N_n / N_0$, де

$$N_n = \eta_\Gamma \eta_0 N_T, N_T = N_0 - N_{\text{мех}} = p_T Q_T,$$

p_T, Q_T - теоретично створюваний тиск і теоретична подача.

Повний ККД насоса η враховує 3 види втрат енергії насоса:
 - гідровтрати - це втрати напору на тертя і вихроутворення, оцінюються гідравлічним ККД

$$\eta_{\Gamma} = \frac{H_{\Gamma} - h_{\text{нас}}}{H_{\Gamma}},$$

де $h_{\text{нас}}$ - втрати напору в насосі, а H_{Γ} - теоретичний напір насоса;
 - об'ємні втрати, тобто втрати, зумовлені циркуляцією рідини через зазори в насосі, оцінюються об'ємним ККД

$$\eta_0 = \frac{Q_{\Gamma} - q_{\text{ут}}}{Q_{\Gamma}},$$

де $q_{\text{ут}}$ - витоки рідини в насосі.
 - механічні втрати - втрати на тертя в підшипниках, ущільненнях тощо, оцінюються механічним ККД

$$\eta_{\text{м}} = \frac{N_0 - N_{\text{мех}}}{N_0},$$

де $N_{\text{мех}}$ - втрати потужності на тертя тощо; N_0 - витрачена (споживана насосом) потужність.

У зв'язку з цим ККД

$$\eta = \eta_0 \eta_{\text{м}} \eta_{\Gamma}.$$

Зазвичай $\eta_{\Gamma} = 0,85 \dots 0,9$; $\eta_{\text{м}} = 0,9 \dots 0,95$, $\eta_0 = 0,9 \dots 0,95$ і $\eta = 0,6 \dots 0,8$.

Висота всмоктування $H_{\text{вс}}$ - відстань від вільної поверхні рідини, що перекачується, до осі насоса, тобто

$$H_{\text{вс}} = \frac{p_0 - p_1}{\rho g} - \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} - h_{\text{w0-1}} = h_{\text{вак}} - h_{\text{w0-1}} - \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g}, \text{ м}$$

При зниженні тиску p_1 до тиску пароутворення починається утворення парів (кавітація) і нормальна робота порушується. Тому

необхідно створювати підтискання в баках, тобто $p_0 = p_a + \Delta p$ за умови, що $p_1 > p_{н.п}$, де $p_{н.п}$ - тиск насиченої пари.

Інші заходи боротьби з утворенням кавітації - це розташування баків вище насоса, зменшення втрат у трубопроводах, застосування підкачувальних насосів

3. Основні параметри, що характеризують роботу гідродвигуна.

Параметрами, що характеризують роботу гідродвигуна, є:

- 1) зусилля, що розвивається, P або момент, M ;
- 2) швидкість переміщення штока v або частота обертання вихідного елемента, n ;
- 3) потужність, N ;
- 4) ККД.

Зусилля, що розвиваються на штоку циліндра, - це добуток перепаду тиску на поршні на ефективну площу поршня, $P = \Delta p S$, Н

Момент на валу або момент обертання на виході гідромотора

$M_{ід} = p_{гм} \cdot q_0 / 2\pi$, Вт, дорівнює добутку перепаду тиску на гідромоторі на робочий об'єм гідромотора за повний оберт.

Швидкість переміщення штока циліндра - це витрата в циліндрі, поділена на ефективну площу поршня, $v = Q/S$, м/с.

Частота обертання на виході гідромотора - це витрата в гідромоторі, поділена на робочі об'єми гідромотора, $n_{г/м} = Q/q_0$, 1/с.

Потужність гідроциліндра - це добуток зусилля, що розвивається, на швидкість переміщення штока, $N = Rv$, Вт.

Потужність гідромотора - це добуток моменту на виході гідромотора на кутову швидкість обертання вихідного елемента гідромотора, $N = M\omega$, Вт.

ККД - це відношення корисної потужності до витраченої потужності гідродвигуна:

$$1. \text{ для гідроциліндра } \eta_{гц} = \frac{N_n}{N_з} = \frac{Rv}{\Delta p Q},$$

$$2. \text{ для гідромотора } \eta_{гм} = \frac{N_n}{N_з} = \frac{M\omega}{p_{гм} Q}$$

Повний ККД гідродвигуна як і для насоса враховує 3 види втрат і визначається за формулою $\eta_{г/дв} = \eta_0 \eta_{г} \eta_{м}$.

4. Основні параметри, що характеризують роботу гідроприводу.

Параметрами, що характеризують роботу гідроприводу, є:

- номінальний тиск,
- номінальна подача,
- потужність,
- ККД

Номінальний тиск - це найбільший робочий тиск у напірній лінії насоса, за якого всі елементи гідроприводу можуть працювати протягом заданого терміну служби зі збереженням технічних характеристик в межах встановлених норм.

Рекомендуються такі значення номінальних тисків: 6,3; 10; 16; 20; 25; 32 мПа згідно з ДСТУ 6540-68, 12445-80.

Номінальна подача - кількість рідини, що нагнітається насосом за одиницю часу.

Рекомендовані значення номінальної подачі (л/хв) наводяться в нормі машинобудування МН 3610-62.

Потужність гідроприводу (насосної установки) визначають за сумарною потужності гідродвигунів, що одночасно працюють.

ККД гідроприводу - відношення корисної потужності до витраченої, причому з урахуванням усіх ККД елементів гідроприводу,

$$\eta = \frac{N_n}{N_3} = \eta_n \eta_{\text{ел.і-го}} \cdots \eta_{\text{ел.п-го}} \cdot \eta_{\text{Г/д}}$$

Лекція 10. Схема та принцип дії відцентрового насосу. Робота насосу на мережу.

Динамічні (лопатеві) насоси.

Основи теорії лопатевих гідромашин.

Лопатева гідромашина - це гідромашина, основною частиною якої є робоче колесо з вигнутими лопатями. У цій гідромашині перетворення енергії двигуна відбувається в процесі обтікання лопатей робочого колеса рідиною і силового впливу на її потік. При цьому створюється безперервне переміщення рідини від центру колеса до

його периферії (відцентрові насоси) або в осьовому напрямку (осьові насоси). Теорію лопатевих насосів розглянемо на прикладі відцентрового насоса (ВЦН).

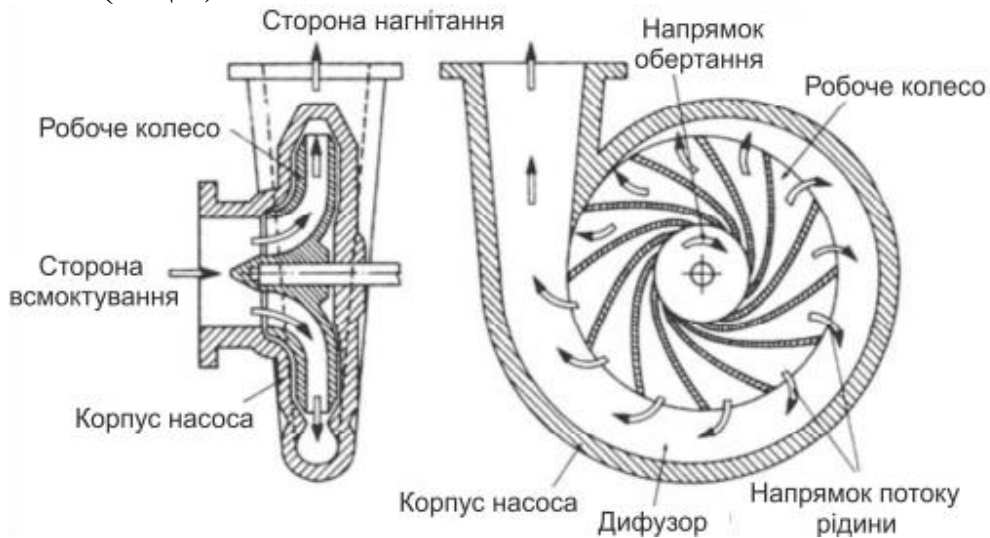


Рис. 10.1 Схема одноколісного ВЦН із горизонтальним валом:

Проточна частина насоса складається з трьох основних елементів - підведення, робочого колеса і трубопроводу, що відводить. Рідина рухається через колесо з центральної частини до периферії

Робота ВЦН згідно зі схемою рис. 10.1 і визначенням лопаткової машини викладається під час розгляду руху рідини в робочому колесі ВЦН.

2. Рух рідини в робочому колесі ВЦН. Основні параметри ВЦН

Рух рідини в міжлопаткових каналах робочого колеса є складним і складається з переносного (обертання колеса) і відносного (рух відносно колеса), мал. 10.2, 10.3.

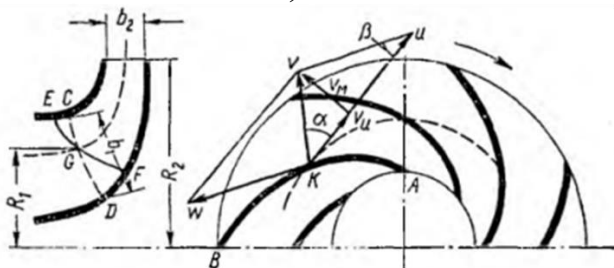


Рис. 10.2 Швидкості руху рідини в робочому колесі ВЦН.

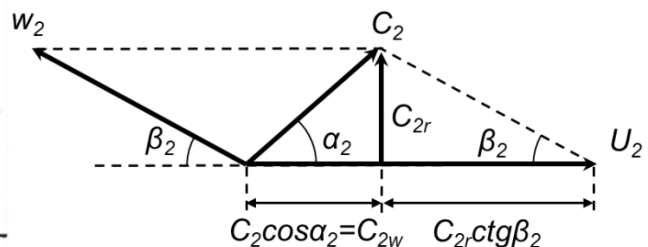


Рис. 10.3 Трикутник швидкостей на виході лопатки робочого колеса насоса.

На рис. 10.2 і 10.3 показано:

W_1, W_2 - відносні швидкості на вході і виході з робочого колеса, і вони спрямовані по дотичній до лопатки;

U_1, U_2 - окружні швидкості обертання колеса, і вони спрямовані по дотичній до відповідного кола;

C_1, C_2 - абсолютні швидкості руху рідини на вході та виході з робочого колеса;

α_1, α_2 - кут між векторами швидкостей \bar{U} і \bar{W} , які залежать від режиму роботи насоса;

β_1, β_2 - кут між дотичною до лопатки і дотичною до кола, проведеною у зворотний бік обертання. Ці кути не залежать від режиму роботи насоса;

$C_{1R} = C_1 \sin \alpha_1, C_{2R} = C_2 \sin \alpha_2$ - радіальні складові абсолютної швидкості, які беруть участь у створенні подачі рідини;

$C_{1U} = C_1 \cos \alpha_1, C_{2U} = C_2 \cos \alpha_2$ - окружні складові абсолютної швидкості, які беруть участь у створенні напору рідини насосом;

b_1, b_2 - ширина каналу на вході та виході (висота лопатки);

$\Psi_1 = \frac{2\pi R_1 - z\delta_1}{2\pi R_1}, \Psi_2 = \frac{2\pi R_2 - z\delta_2}{2\pi R_2}$ - коефіцієнт стиснення, що враховує товщину лопатки δ_1 і δ_2 на вході та виході;

$2\pi R_1, 2\pi R_2$ - довжина окружності робочого колеса на вході і виході;

Z - число лопаток;

З урахуванням викладених параметрів насоса теоретична подача (продуктивність насоса) $Q_T = C_{2R} 2\pi R_2 b_2 \psi_2$, а дійсна подача $Q = Q_T \eta_0$, де $2\pi R_2 b_2$ - нормальний переріз меридіального потоку згідно з теоремою Гюльдена.

Теоретична потужність насоса буде $N_T = \rho g H_T Q_T$, а дійсна потужність $N = N_T \eta = N_T \eta = \rho g H_T Q_T \eta_0 \eta_\Gamma \eta_m$, де H_T - теоретичний натиск насоса, який визначається за основним рівнянням теорії лопаткових машин (для лопатевих машин).

3. Основне рівняння теорії лопатевих машин

Теорію ВЦН розглянемо за таких припущень:

1 Число лопаток нескінченно велике, тобто $Z = \infty$, а товщина їх дорівнює нулю, тобто $\delta = 0$. Це означає, що цівки однакові і швидкість залежить тільки від радіуса.

2 Рідина ідеальна, тобто $\eta = 1$.

Для виведення основного рівняння лопатевих машин скористаємося теоремою про зміну моменту кількості руху для рідини: змінення моменту кількості руху рідини за одиницю часу відносно осі обертання робочого колеса дорівнює сумі моментів усіх зовнішніх сил відносно тієї самої осі, тобто дорівнює крутному моменту.

Зміння моменту кількості руху рідини за одиницю часу відносно осі обертання (рис. 10.4) це різниця моментів кількості руху, що відповідають областям виходу і входу рідини на лопаті робочого колеса ВЦН

$$\frac{dL}{dt} = L_{CDC'D'} - L_{ABA'B'} = \rho Q C_2 \cos \alpha_2 R_2 - \rho Q C_1 \cos \alpha_1 R_1 = \\ = \rho Q (C_2 \cos \alpha_2 R_2 - C_1 \cos \alpha_1 R_1)$$

де: $\rho Q dt$ - маса рідини;

$\rho Q dt C$ - кількість руху рідини;

$\rho Q dt CR$ - момент кількості руху рідини.

Згідно з теоремою про змінення моменту кількості руху

$$\rho Q (C_2 \cos \alpha_2 R_2 - C_1 \cos \alpha_1 R_1) = M_{кр.}$$

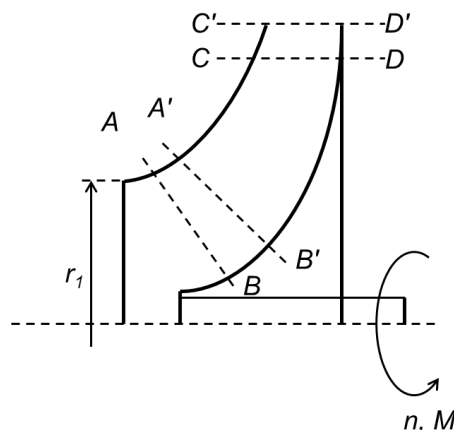


Рис. 10.4 Визначення напору насоса.

Якщо помножити ліву і праву частини рівності на кутову швидкість ω , то отримаємо

$$M_{кр} \omega = \rho Q (C_2 \cos \alpha_2 \omega R_2 - C_1 \cos \alpha_1 \omega R_1).$$

За визначенням $M_{кр} \omega = N_T$ - потужність насоса, або $M_{кр} \omega = \rho g H_{T\infty} Q_T$, тобто потужність, прикладена до вала насоса, дорівнює енергії, що її набуває потік рідини щосекунди, а значить

$$\rho g H_{T\infty} Q_T = \rho Q (C_2 \cos \alpha_2 \omega R_2 - C_1 \cos \alpha_1 \omega R_1),$$

або

$$H_{T\infty} = \frac{\omega}{g} (C_2 \cos \alpha_2 \omega R_2 - C_1 \cos \alpha_1 \omega R_1).$$

Отримане рівняння називається рівнянням Ейлера для насоса і дає формулу напору, що розвивається насосом. Якщо $\alpha_1 = 90^\circ$, то

$$H_{T\infty} = \frac{\omega}{g} (C_2 \cos \alpha_2 \omega R_2 - C_1 \cos 90^\circ \omega R_1) = \frac{\omega R_2 C_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{U_2 C_{2U}}{g}$$

Під час практичних розрахунків дійсний напір із кінцевим числом лопаток і нормально загнутими назад лопатками $H = \varphi \frac{U_2^2}{2g}$, де $\varphi = (0.92 \dots 1.1)$ - коефіцієнт напору для врахування кінцевого числа лопаток та врахування гідровтрат за умови $C_{2U} = U_2/2$.

Для гідротурбіни рівняння Ейлера має вигляд

$$H_{T\infty} = \frac{\omega}{g} (-C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1),$$

враховуючи, що гідротурбіною називається гідродвигун, який служить для перетворення потоку рідини в механічну енергію на валу турбіни.

4. Характеристики ВЦН

Залежність напору, потужності та ККД насоса від його продуктивності за постійного числа обертів називається характеристикою насоса.

Розглянемо трикутник швидкостей на виході з робочого колеса насоса (рис. 10.3).

Оскільки в ідеальному випадку подача $Q = C_{2R} 2\pi R_2 b_2$, напір $H_{T\infty \text{ при } \alpha_1 = 90^\circ} = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g}$, складова швидкість за $\alpha_1 = 90^\circ$, то $C_2 \cos \alpha_2 = U_2 - C_{2R} \text{ctg} \beta_2$ (вона бере участь у створенні напору насоса, яку необхідно виразити через складову швидкості, що бере участь у створенні подачі), то $C_2 \cos \alpha_2 C = U_2 - \frac{Q \text{ctg} \beta_2}{2\pi R_2 b_2}$ і тоді

$$H_{T\infty} = \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{Q \text{ctg} \beta_2}{2\pi R_2 b_2} \right), \text{ що є лінійною залежністю, тобто}$$

$H_T = A - BQ$, причому, рис. 10.5, при:

1. $\beta_2 = 0 \rightarrow \text{ctg} \beta_2 = \infty$ і немає сенсу розглядати характеристику;
2. $\beta_2 = \pi/2 \rightarrow \text{ctg} \beta_2 = 0$ і $H_{T\infty}$ від подачі Q не залежить;
3. $\beta_2 < \pi/2 \rightarrow \text{ctg} \beta_2$ додатний і $H_{T\infty}$ від подачі падає;
4. $\beta_2 > \pi/2 \rightarrow \text{ctg} \beta_2$ від'ємний і $H_{T\infty}$ зі збільшенням подачі зростає.

Здавалося б кут β_2 має бути більшим за $\pi/2$, але з огляду на ККД, кут треба брати меншим за $\pi/2$, бо за $\beta_2 > \pi/2$ зростає швидкість потоку рідини та зростають гідровтрати від швидкості у квадраті.

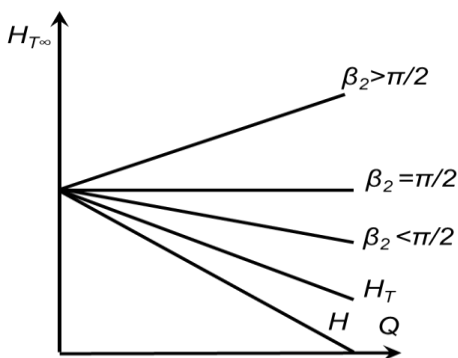


Рис. 10.5 Характеристика насоса $H_{T\infty} = f(Q)$ залежно від кута β_2 і кінцевого числа лопаток

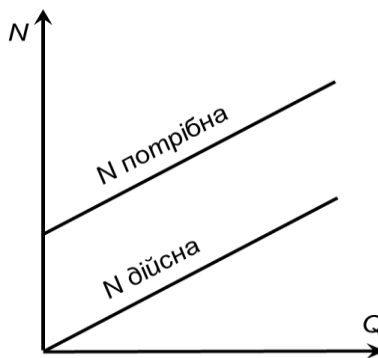


Рис. 10.6 Характеристика насоса $N = f(Q)$

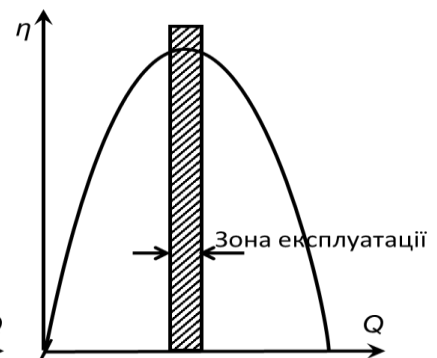


Рис. 10.7 Характеристика насоса $\eta = f(Q)$

У разі врахування кінцевого числа лопаток і гідровтрат характеристика набуває більш плавного характеру і відповідно за видом НТ і Н.

Залежності потужності та ККД насоса від його продуктивності зображені на рис. 10.6 і 10.7.

Проводячи випробування насоса за різних чисел обертів, встановлюють можливий найбільший ККД, званий оптимальним.

Під час експлуатації ВЦН необхідно прагнути до того, щоб відхилення від оптимального режиму були незначними, а саме: зменшення ККД проти оптимального його значення повинне бути не більше ніж (5-7)%.

5. Універсальні характеристики насоса

Для вибору робочого режиму насоса і відповідного числа обертів користуються універсальними характеристиками.

Універсальні характеристики - це представлення зв'язку між напором, продуктивністю, числом обертів і ККД, рис. 10.8.

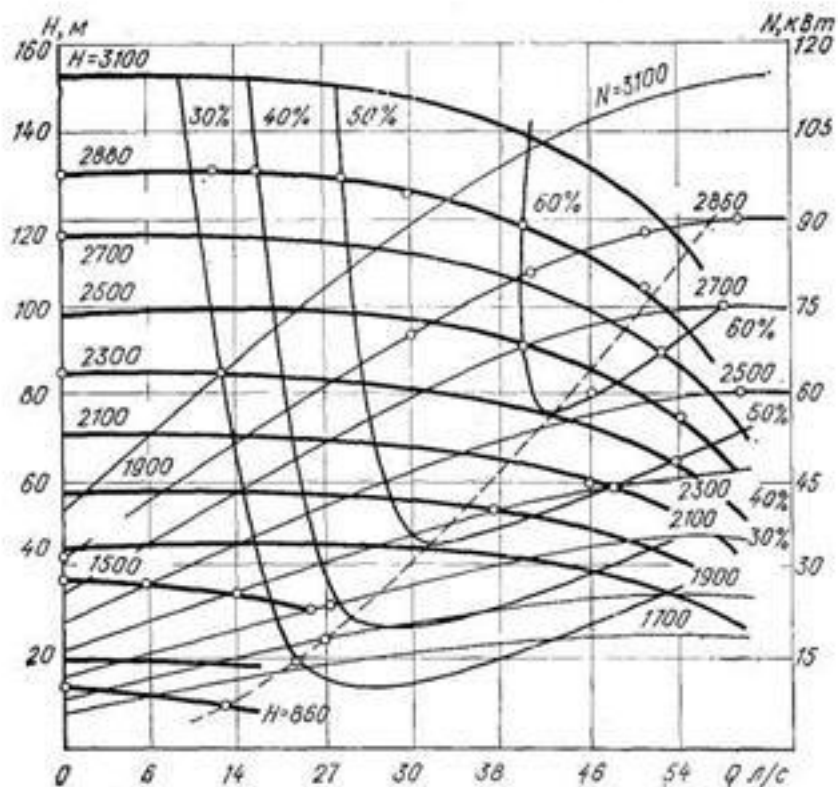


Рис. 10.8. Універсальні характеристики ВЦН.

Сукупність серій головних характеристик і ліній рівних ККД і складають універсальну характеристику ВЦН.

Для побудови універсальних характеристик потрібне випробування насоса за різних чисел обертів робочого колеса, а також побудова серії робочих характеристик $H = f(Q)$ для кожного числа обертів і кривих $\eta = f(Q)$.

6. Коефіцієнт швидкохідності насоса

Коефіцієнт швидкохідності насоса є число обертів за хвилину так званого еталонного насоса (подібного до цього), що розвиває напір $H = 1$ м, має потужність $N = 1$ к. с. та прокачує рідину з густиною $\rho = 1000$ кг/м³ (воду).

Визначається коефіцієнт швидкохідності за формулою:

$$n_s = 3.65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Коефіцієнт швидкохідності насоса є критерієм подібності, за яким порівнюють насоси.

Залежно від коефіцієнта швидкохідності введено класифікацію всіх лопатевих машин, а саме:

- тихохідні, якщо $50 < n_s \leq 80$ за $\frac{D_2}{D_1} = 2.2 - 3.5$, ВЦН;
- нормальні, якщо $80 < n_s \leq 150$ за умови $\frac{D_2}{D_1} = 1.8 - 2.2$, ВЦН;
- швидкохідні, якщо $150 < n_s \leq 300$ при $\frac{D_2}{D_1} = 1.3 - 1.8$, ВЦН;
- напівосьові (пропелерні), якщо $300 < n_s \leq 600$ при $\frac{D_2}{D_1} = 1.1 - 1.3$;
- осьові (пропелерні), якщо $600 < n_s \leq 1200$ при $\frac{D_2}{D_1} = 1$;

7. Марки лопатевих насосів

Марка насоса - це коротке найменування насоса.

Є два маркування насосів, наприклад:

1) 8K18, де перша цифра - діаметр вхідного патрубку в мм, зменшений у 25 разів; буква - характеризує особливість (тип) насоса; наступні цифри - це коефіцієнт швидкохідності, зменшений у 10 разів.

2) K20/18, де перша літера - характеризує особливість (тип) насоса; перша цифра - подача насоса в $m^3/год$; друга цифра - напір у м.

Типи насосів такі:

К - консольний;

А - артезіанський;

Х - хімічний;

З - землесоси;

В - високооборотний;

Н – насос та тощо.

Для ВЦН, що найширше використовуються, наводяться зведені графіки полів $H = f(Q)$, тобто області раціонального застосування цього насоса.

Поле насоса - це режими, що лежать в межах чотирикутника, які задовольняють вимогам, що пред'являються як за призначенням ККД, так і за висотами всмоктування, а отже, є робочими.

Такі графіки додаються до каталогів насосів, що випускаються промисловістю.

За графіками полегшується вибір насоса (за заданими значеннями Q і H знаходять режимну точку, відповідну їй марку і частоту обертання насоса).

8. Переваги та недоліки ВЦН

Переваги:

- створюють великі витрати (подачу);
- забезпечують хорошу рівномірність подачі;
- створюють досить великі напори; мають малі габарити і вагу.

Недоліки:

- неможливість запуску без попередньої заливки рідиною, тобто не є самовсмоктувальними;
- обмеженість застосування насосів із малою продуктивністю.

9. Насосна установка та її характеристика

Насосна установка - це сукупність гідравлічних пристроїв, призначених для перекачування робочої рідини, мал. 10.9.

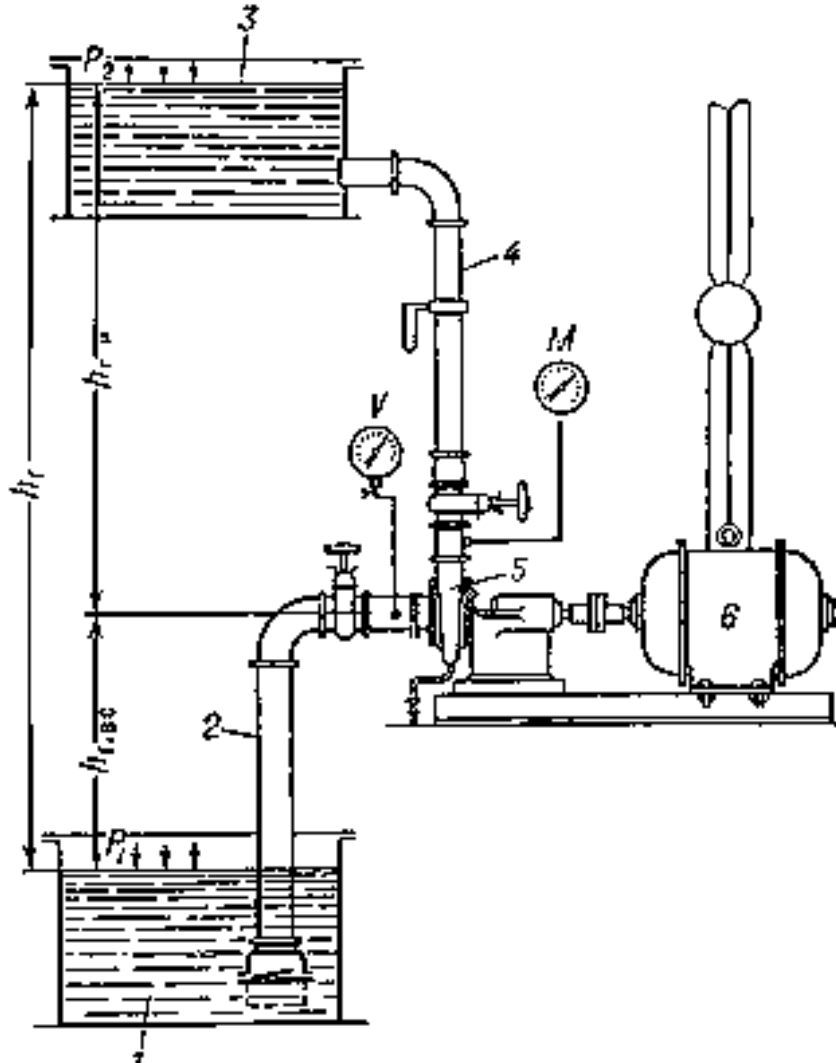


Рис. 10.9. Насосна установка: 1 і 3 - приймальний і напірний резервуари; 2 і 4 - підвідний і відвідний трубопроводи; 5 - насос; 6 - електродвигун; $H_{вс(1)}$ - висота всмоктування; H_2 - висота нагнітання; H - геометрична висота підйому рідини (геометричний напір насосної установки).

Щоб перемістити рідину трубопроводами з приймального резервуара в напірний, необхідно затратити енергію для підйому рідини на висоту H , на подолання різниці тиску ($p_3 - p_0$) в резервуарах і на подолання сумарного гідравлічного опору h_w всмоктувального і

напірного трубопроводів. При цьому питома енергія, необхідна для переміщення одиниці ваги рідини з приймального резервуара в напірний трубопроводомі установки, називається потрібним напором, $H_{\text{потр. насоса}}$.

А питома енергія, якою володіє насос, у цьому випадку, називається розташовуваним напором, $H_{\text{розн. насоса}}$, і він є різницею питомих енергій між виходом і входом в насос.

Математичні вирази названих напорів отримуємо з рівнянь Бернуллі для перерізів (0-0)-(1-1) і (2-2)-(3-3):

1 Рівняння Бернуллі для перерізів (0-0) та (1-1):

$$\frac{P_0}{\rho g} = H_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} + h_{0-1}$$

2. Рівняння Бернуллі для перерізів (2-2) та (3-3):

$$\frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} = H_2 + \frac{P_3}{\rho g} + \alpha_3 \frac{v_3^2}{2g} + h_{2-3}.$$

Питома енергія на вході в насос

$$\frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = \frac{P_0}{\rho g} - H_1 + h_{0-1},$$

а питома енергія на виході з насоса

$$\frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} = H_2 + \frac{P_3}{\rho g} + \alpha_3 \frac{v_3^2}{2g} + h_{2-3}.$$

За означенням напір насоса

$$H_{\text{нас}} = \left(\frac{P_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} \right),$$

а потрібний напір насосної установки

$$\begin{aligned}
H_{\text{потр}} &= \left(H_2 + \frac{P_3}{\rho g} + \alpha_3 \frac{v_3^2}{2g} + h_{2-3} \right) - \left(\frac{P_0}{\rho g} - H_1 + h_{0-1} \right) = \\
&= H_2 + H_1 + \frac{P_3 - P_0}{\rho g} + \alpha_3 \frac{v_3^2}{2g} + h_{2-3} + h_{0-1} = \\
&= H + \frac{P_3 - P_0}{\rho g} + \alpha_3 \frac{v_3^2}{2g} + h_{0-3} = H_{\text{ст}} + \alpha_3 \frac{v_3^2}{2g} + h_w
\end{aligned}$$

де $H_{\text{ст}}$ - статичний напір.

Залежність $H_{\text{потр}} = f(Q)$ є характеристикою насосної установки, рис.10.10.

Залежність $H_{\text{нас}} = f(Q)$ є характеристикою насоса, рис. 10.10, і вона залежить від конструктивних параметрів насоса.

10. Робота насоса на мережу. Робоча точка насоса.

Для стійкої роботи насосної установки необхідно, щоб насос працював на такому режимі, за якого споживчий напір дорівнював би наявному напору насоса, тобто за якого енергія, споживана під час руху рідини трубопроводами установки, дорівнювала б енергії, яку насос надає рідині.

Для визначення такого режиму необхідно на одному й тому самому графіку в однакових масштабах нанести характеристику насосної установки і характеристику насоса, рис. 10.10.

Точка, в якій перетинаються характеристики і в якій $H_{\text{потр}} = H_{\text{нас}}$ називається робочою точкою насоса (РТН), рис. 10.10.

Щоб отримати іншу робочу точку насоса, то необхідно або змінити характеристику системи (зміною перекривного крана), або змінити характеристику насоса (зміною числа обертів), рис. 10.11 і 10.12.

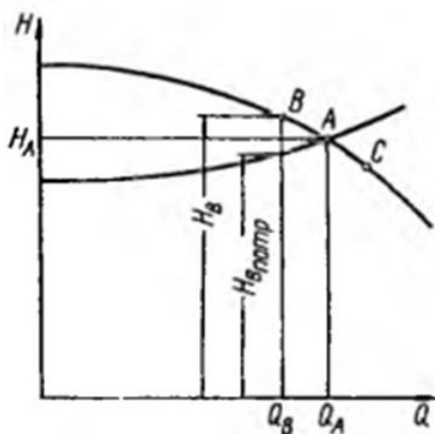


Рис. 10.10. Характеристики насоса $H_{\text{нас}} = f(Q)$ і насосної установки $H_{\text{потр}} = f(Q)$. Робоча точка насоса (РТН).

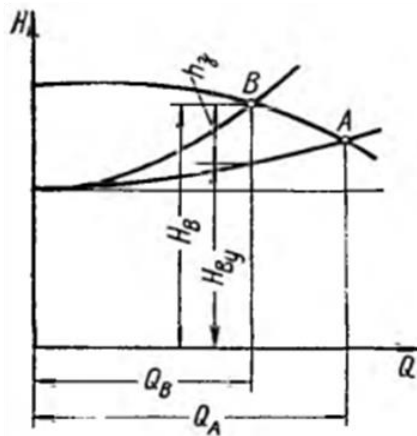


Рис. 10.11. Зміна РТН насосної установки при зміні характеристики насосної установки

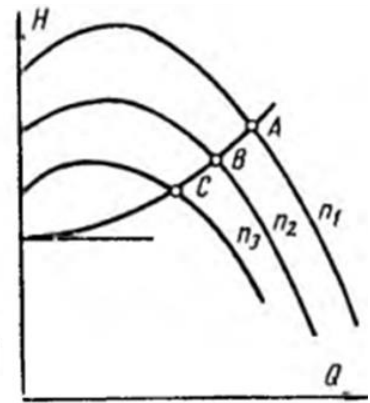


Рис. 10.12. Зміна РТН при зміні характеристики насоса

Робоча точка насоса відповідає стійкій роботі насоса, з'єданого з трубопроводом, і в цій точці забезпечується найбільш економічний режим роботи з найбільш можливим ККД насосної установки.

Лекція 11. Основні відомості про гідропередачі. Комплексні гідропередачі.

Гідродинамічні передачі

1. Загальні відомості про гідропередачі.

В машинах дуже часто необхідно передавати механічну енергію між валами, що обертаються з різними кутовими швидкостями, що змінюються у процесі роботи. Таке завдання може бути вирішене за допомогою гідропередач, де немає безпосереднього контакту між ведучою і веденою ланкою, а рух передається через проміжне середовище - крапельну рідину. У зв'язку з цим гідропередачею називають технічний пристрій для передачі механічної енергії та перетворення руху за допомогою рідини.

Гідропередача складається з двох основних елементів: насоса, що перетворює механічну енергію на енергію рідини, і гідродвигуна, що виконує зворотне перетворення енергії.

Гідродвигун у гідропередачі здійснює зворотно-поступальний або обертальний рух веденої ланки. За такою кінематичною ознакою гідропередачі поділяються на два основних типи:

- гідропередачі зворотно-поступального руху;
- гідропередачі обертального руху.

Гідропередачі обертального руху поділяються на:

- гідродинамічні (лопатеві);
- об'ємні (гідростатичні).

Основною перевагою гідропередач порівняно зі звичайними механічними передачами є можливість плавної (безступінчастої) зміни передавального числа і трансформації моменту.

На сухопутних транспортних машинах (автомобілях, тракторах, дорожніх машинах та ін.) найширше застосування знайшли і знаходять гідродинамічні передачі.

Гідродинамічні передачі являють собою поєднання лопатевих гідромашин - відцентрового насоса і гідротурбіни, робочі колеса яких гранично зближені і розміщені в одному корпусі співвісно один з одним.

Гідродинамічні передачі поділяються на:

- гідромуфти (гідрозчеплення);
- гідротрансформатори;
- комплексні гідропередачі та гідродинамічні трансмісії.

Принципова відмінність між ними полягає в тому, що під час передачі потужності гідромуфти не змінюють моменту, а гідротрансформатори - збільшують або зменшують його, тобто здійснюють перетворення (трансформацію) моменту.

2. Схема гідромуфти та її параметри рис. 11.1.

Під час обертання насосного колеса, жорстко пов'язаного з ведучим валом, рідина переміщується до периферії і відкидається в турбінне коло.

Потік рідини чинить силовий вплив на лопатки турбінного колеса і віддає веденому валу ту енергію, яку він придбав у насосному колесі.

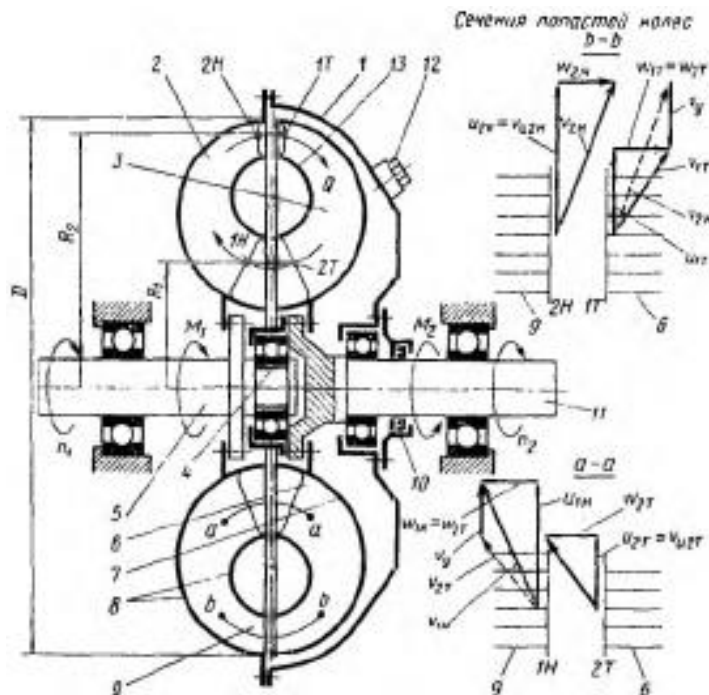


Рис. 11.1. Схема гідромуфти: 1 - ведучий вал; 2 - насосне коло; 3 - ведений вал; 4 - турбінне коло; n_1, n_2 - оберти ведучого та веденого валів; M_1, M_2 - крутильний момент ведучого та веденого валів; $M_{сопр.}$ - момент опору на веденому валу; r_0 - радіус втулки; D - активний діаметр; r_1, r_2 - робочі радіуси входу та виходу рідини; δ - зазор між турбінним і насосним колесами; 5 - корпус.

Таким чином, у замкнутій робочій порожнині гідромумфти відбувається безперервна циркуляція рідини, а потужність передається з одного вала на інший без жорсткого зв'язку між ними. Створений потік рідини насосом тягне турбінне колесо в той самий бік з однаковим моментом. Однак є втрати через тертя обертових частин об повітря, об рідину і тому оберти веденого вала трохи менші, ніж оберти ведучого вала. Але якщо знехтувати тертям зовнішніх поверхонь робочого колеса об рідину та повітря, то можна вважати, що моменти ведучого та веденого валів рівні між собою.

Рівняння моментів (рівняння гідромумфти) є $|M_1| = |M_2|$, тобто $M_1 + M_2 = 0$, оскільки $M_{кр} - M_{сопр} = 0$, причому $M_1 = \lambda_m \gamma n_1^2 D^5$, $M_2 = \lambda_m \gamma n_2^2 D^5$ або з трикутників швидкостей $M_1 = \rho Q (r_{12} v_{12} \cos \alpha_{12} - r_{11} v_{11} \cos \alpha_{11})$ і $M_2 = \rho Q (r_{21} v_{21} \cos \alpha_{21} - r_{22} v_{22} \cos \alpha_{22})$, де λ_m - коефіцієнт моменту; D - активний діаметр гідромумфти; γ - питома вага рідини.

ККД гідромумфти представляється у вигляді

$$\eta_{Г/мф} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \frac{\pi n_2}{30}}{M_1 \frac{\pi n_1}{30}} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{1}{n_1/n_2} = \frac{1}{i}$$

де i - передавальне відношення.

Зазвичай ККД гідромумфти становить $\eta_{Г/мф} = 95\%$.

Різниця між одиницею і ККД гідромумфти називається відносним ковзанням $S = 1 - \eta_{Г/мф}$. Як правило, гідромумфти проектується так, що на розрахунковому режимі роботи $S = (2 - 4)\%$, а i та $\eta_{Г/мф} \approx 1$.

Однак у разі збільшення моменту понад розрахункове значення оберти турбінного колеса зменшуються і ККД падає. Потужність гідромумфти є $N = \lambda_{N\infty} D^5 n \gamma$ при $\lambda_{N\infty} = \lambda_{M\infty} / 974.5$ - коефіцієнт потужності гідромумфти. Гідромумфти поділяються на нерегульовані та регульовані. У нерегульованих муфтах за постійної швидкості обертання ведучого вала число обертів веденого вала залежить тільки від навантажувального моменту на веденому валу.

У регульованих муфтах число обертів веденого вала залежить також і від положення регулювального пристрою, що управляє

ззовні. І ті й інші гідромуфти можуть бути постійного або змінного заповнення рідиною.

3. Схема гідротрансформатора та його основні параметри, рис. 11.2.

У гідротрансформаторі насосне колесо 2 приводиться в рух двигуном, спрямовує робочу рідину в турбіну 6, яка обертається зі значно меншою кутовою швидкістю, тобто $n_2 < n_1$.

Віддавши енергію турбіні, рідина через нерухомий лопатковий реактор 3 повертається в насос. Нерухомі лопатки реактора змінюють момент кількості руху рідини між насосом і турбіною, викликаючи відповідну зміну кутової швидкості та крутного моменту турбіни.

Завдяки наявності реактора в робочій порожнині гідротрансформатора кутова швидкість турбіни змінюється залежно від величини навантажувального моменту на її валу.

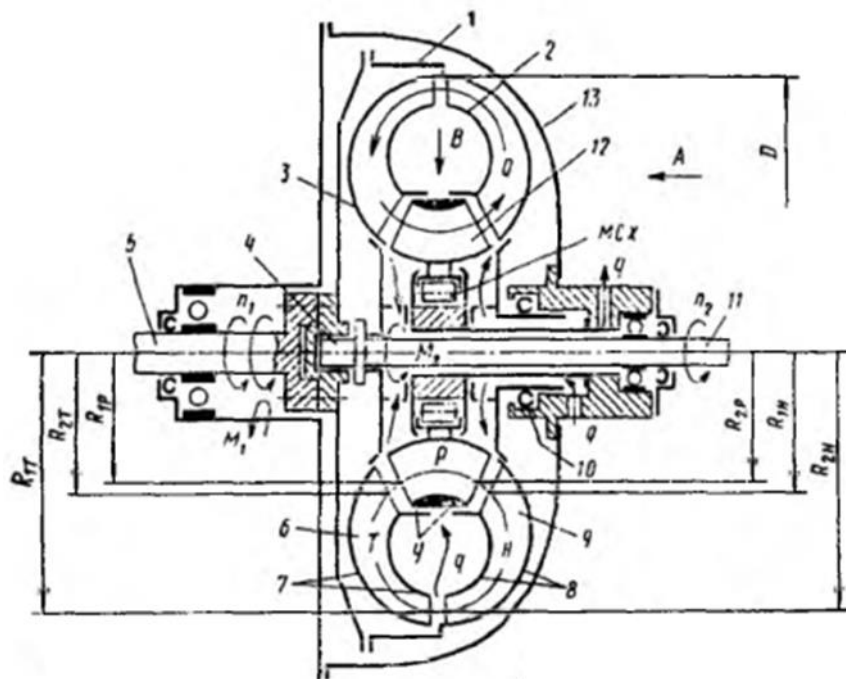


Рис. 11.2. Схема гідротрансформатора: 1 - ведучий вал; 2 - насосне колесо; 3 - реактор; 4 - вал реактора; 5 - ведений вал; 6 - турбінне колесо; n_1, n_2 - оберти ведучого і веденого валів; M_1, M_2 - крутний момент ведучого і веденого валів; $M_{сопр.}$ - момент опору; D_1, D_4 - діаметри виходу рідини з турбіни і входу до насоса; D_2, D_3 - діаметри початкового кола насоса і турбіни; D_5, D_6 - діаметри

початкового кола реактора; D - активний діаметр гідротрансформатора; δ - зазори між робочими елементами гідротрансформатора.

Таким чином, створений насосом потік рідини в гідротрансформаторі, проходячи послідовно лопатки турбіни і реактора, захоплює турбіну у бік обертання колеса насоса зі змінним крутним моментом за іншого співвідношення кутових швидкостей ведучого і веденого валів.

Рівняння гідротрансформатора $M_1 \pm M_{н.а.} = M_2$, де $M_{н.а.}$ - реактивний момент, що виникає на лопатках напрямного апарату.

Коефіцієнт корисної дії гідротрансформатора

$$\eta_{Г/Т} = \frac{N_{пол}(2)}{N_{зат}(1)} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{M_2 \frac{\pi n_2}{30}}{M_1 \frac{\pi n_1}{30}} = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1} = K \frac{1}{\frac{n_1}{n_2}} = K \frac{1}{i}$$

де K - коефіцієнт трансформації моменту; i - передавальне відношення. Як правило ККД $\eta_{Г/Т} = 90\%$.

За вказаних записів рівняння гідротрансформатора $M_1 \pm M_{н.а.} = M_2$ величина $M_{н.а.}$ є додатною в тому разі, коли під час передавання потужності гідротрансформатор зменшує оберти та збільшує момент, та від'ємною у зворотному випадку.

Таким чином, у першому випадку спрямовувальний апарат збільшує закрутку потоку, створену насосом, що і тягне за собою зростання M_2 , а в другому випадку зменшує цю закрутку.

Зазвичай гідротрансформатори служать для збільшення $M_{кр}$ на веденому валу.

За своїм призначенням вони відповідають варіаторам (механізм для передавання плавного обертання від одного вала до іншого) з автоматичною безступінчастою зміною швидкості веденого вала. Гідротрансформатори можуть бути виконані трьох-, чотирьох-, багатокілісними з одноступінчастим колесом, одно-, дво-, триступінчастою турбіною з одним або кількома реакторами.

4. Основні рівняння гідродинамічних передач

Рівняння руху рідини в гідродинамічних передачах принципово не відрізняється від основних рівнянь лопатевих машин.

У насосі гідропередачі момент кількості руху рідини збільшується, і тому крутний момент на валу насосного колеса визначається за рівнянням

$$M_{\text{крн}} = \frac{\gamma}{g} Q (C_2 \cos \alpha_2 R_2 - C_1 \cos \alpha_1 R_1) = \frac{1}{2} \rho Q (C_{2u} D_2 - C_{1u} D_1).$$

У турбіні момент кількості руху рідини, що протікає через колесо, зменшується, зумовлюючи появу обертального моменту турбіни, величина якого визначається рівнянням

$$M_{\text{крн}} = \frac{\gamma}{g} Q (-C_2 \cos \alpha_2 R_2 + C_1 \cos \alpha_1 R_1) = \frac{1}{2} \rho Q (C_{4u} D_4 - C_{3u} D_3).$$

За відсутності внутрішнього тертя в рідині і передачі енергії ці рівняння мають вигляд (для гідромуфти): $C_2 \cos \alpha_2 R_2 = C_1 \cos \alpha_1 R_1 = C_u R$, т.к. $M_{\text{кр.т.}} = M_{\text{кр.н.}}$

І оскільки в зазорах між лопатевими колесами гідродинамічної передачі зміни моменту кількості руху не відбувається, то в міжлопатевому просторі закон руху рідини близький до $C_u R = \text{const}$.

Для гідротрансформатора в лопатевих колесах, що обертаються, механічна енергія рідини змінюється за рахунок зміни моменту кількості руху і кутової швидкості обертючих коліс, а в нерухомому направляючому апараті змінюється тільки момент кількості руху. Тому згідно зі струменевою теорією лопатевих машин трикутники швидкостей матимуть такий вигляд, рис. 11.3.

Алгебраїчна сума моментів лопаткових коліс

$$M_1 + M_2 \pm M_3 = \frac{1}{2} \rho Q (C_{2u} D_2 - C_{1u} D_1 + C_{4u} D_4 - C_{3u} D_3 + C_{6u} D_6 - C_{5u} D_5) = 0$$

на основі співвідношень для міжколісних зазорів

$$C_{1u} D_1 = C_{6u} D_6, \quad C_{2u} D_2 = C_{3u} D_3, \quad C_{4u} D_4 = C_{5u} D_5.$$

Тут величина M_1 зі знаком плюс (відповідає підведенню енергії в насосі), а M_2 і M_3 - зі знаком мінус (реактивний момент, що відповідає відведенню енергії в турбіні).

Таким чином, співвідношення моментів у будь-якому режимі роботи гідродинамічної передачі визначається рівністю $M_1 + M_2 + M_3 = 0$. За сталого робочого режиму за нерухомого реактора рівняння балансу енергії (потужності) записується як $N_1 = N_2 + N_w$, де: N_1 - потужність, що підводиться насосом до рідини;

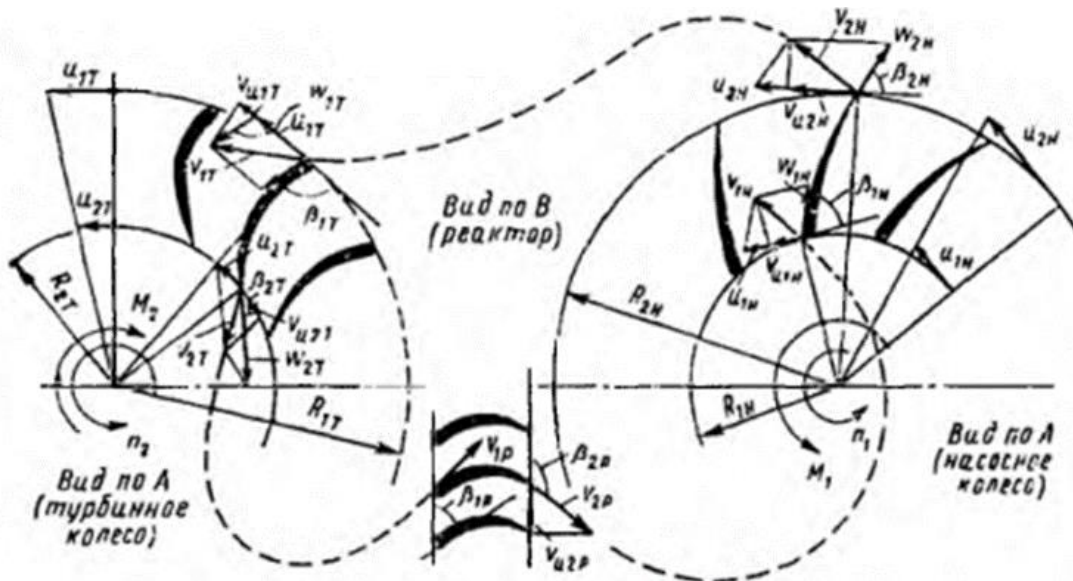


Рис. 11.3. Трикутники швидкостей згідно зі струменевою теорією лопаткових машин у гідротрансформаторі.

N_2 - потужність, що відводиться від потоку турбіною;

N_w - потужність, що йде на подолання опорів у порожнині гідро-передачі.

А тому різниця напорів насоса і турбіни витрачається на подолання гідроопорів у проточній частині гідродинамічної передачі, тобто $H_1 = H_2 + h_w$, де величина h_w - величина питомої енергії, яка розсіюється в робочій порожнині гідропередачі і переходить у тепло, що є недоліком гідродинамічних передач.

5. Характеристики гідромуфт і гідротрансформаторів.

Характеристики гідромуфт і гідротрансформаторів бувають наведені, зовнішні, відносні та універсальні.

Наведена характеристика є залежність ККД від відношення обертів, тобто $\eta = f(n_2/n_1)$, рис. 5.

Залежність моменту і ККД від обертів n_2 за обертів $n_1 = const$ характеристика називається зовнішньою, рис. 4.

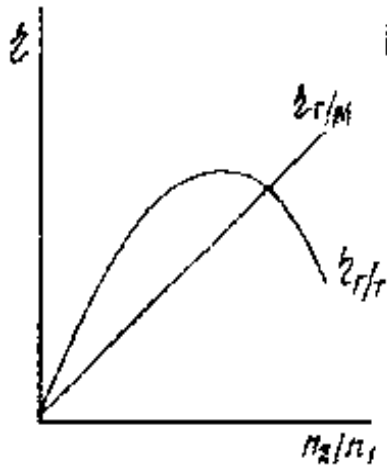


Рис.4. Наведені характеристики гід-ромуфти та гідротрансформатора

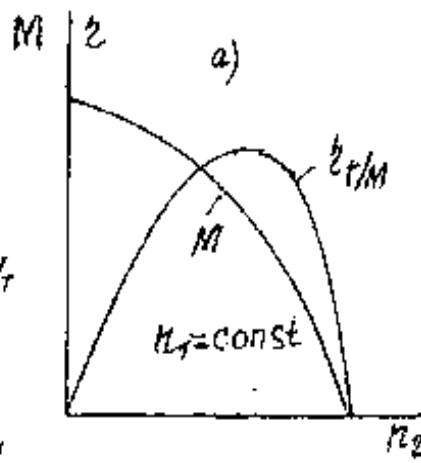
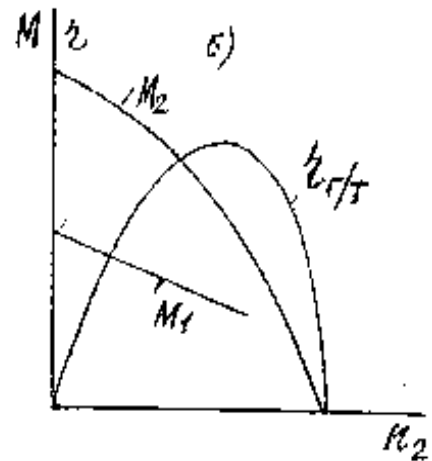


Рис.5. Зовнішня характеристика гідромуфти (а) і гідротрансформатора (б)



Відносна характеристика подається, якщо $M = M_T/M_H = f(i)$, де: M_m - поточний момент; M_H - нормально-розрахунковий момент; i - передавальне відношення.

Універсальна характеристика - це залежність $M = f(n_2)$ за умови $n_1 = var$.

Універсальні характеристики використовуються для побудови характеристики гідроприводу, що відображають спільну роботу гідропередачі та двигуна.

Але оскільки існує залежність $\eta = f(n_2/n_1)$, то створюють комплексні гідропередачі, які працюють як гідротрансформатори і як гідромуфти з автоматичним переходом з одного режиму на інший, щоб використовувати переваги і гідротрансформатора, і гідромуфти. Як правило $\eta_{\text{компл.Г/П}} = 95\%$.

Однак основним завданням теорії гідропередач є вивчення процесу енергообміну та сил взаємодії між лопатевою системою і потоком рідини.

Це завдання може бути вирішене шляхом застосування струменевої теорії, що базується на основних рівняннях лопатевих машин і гідравліки з використанням методу векторних діаграм швидкостей.

6. Застосування гідродинамічних передач

Часто характеристики машин, між якими необхідно передати механічну енергію, не відповідають одна одній. У результаті цього машини працюють на неекономічних режимах, з великими перевантаженнями або недовантаженнями.

Узгодження характеристик машин може бути досягнуто шляхом застосування гідродинамічних передач, тобто за допомогою гідromуфт і гідротрансформаторів.

Гідromуфти використовуються для запобігання двигунів від небезпечних перевантажень і зміни числа обертів різних машин.

Гідротрансформатори застосовують у поєднанні з електродвигунами змінного струму, газовими турбінами, карбюраторними ДВЗ і дизельними двигунами.

Лекція 12. Об'ємні гідромашини. Схема і принцип роботи основних видів роторних насосів. Подача насоса

1. Визначення, особливості об'ємних насосів.

Об'ємним насосом називається насос, у якому переміщення рідини здійснюється шляхом витіснення її з робочих камер витискувача.

Принцип дії об'ємного насоса полягає в періодичній подачі певних, характерних об'ємів (порцій) рідини зі всмоктувального трубопроводу в напірний з одночасним підвищенням тиску рідини.

На відміну від лопатевих гідромашин в об'ємній гідромашині під безпосереднім впливом поршня змінюється потенційна енергія тиску за практично незмінної кінетичної енергії рідини. Тому іноді об'ємні гідромашини умовно називають гідростатичними.

Особливості об'ємних гідромашин:

1. подача об'ємного насоса (порівняно з лопатевим) є нерівномірною, тому розглядають середню за часом подачу;

2. приймальна порожнина завжди герметично відокремлена від тієї, що віддає;

3. усі об'ємні насоси є самовсмоктувальними, тобто такими, які, працюючи без рідини, здатні створити велике розрядження і підсмоктати рідину по всмоктувальному трубопроводу з ємності, розташованої нижче від насоса за умови, що геометрична висота всмоктування не перевищує граничного значення, яке залежить від низки чинників.

Теоретичною подачею насоса називається подача нестисливої рідини за одиницю часу за умови абсолютної герметичності в насосі.

Формула теоретичної подачі насоса має вигляд:

$$Q_{\text{т}} = \frac{Vn}{60} = \frac{qzn}{60}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де q - робочий об'єм однієї камери насоса за один оберт;

z - число робочих камер насоса;

n - число обертів вала насоса за хвилину;

$V=qz$ - робочий об'єм насоса за один оберт;

60 - число секунд в одній хвилині.

Оскільки Q_m об'ємного насоса не залежить від тиску (напору), що створюється насосом, то теоретична характеристика об'ємного насоса в системі координат « $p - Q$ » за умови $n = const$ зображується прямою, паралельною до осі ординат, рис. 1.

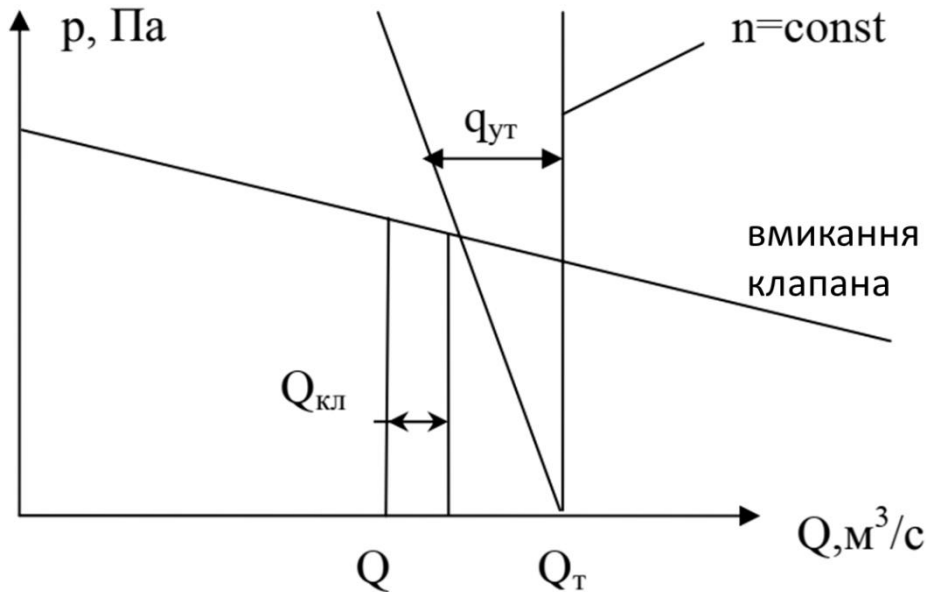


Рис.12.1 Характеристика об'ємного насоса

Але оскільки з підвищенням тиску починають проявлятися витоки рідини, то теоретична характеристика насоса відхиляється від вертикалі.

Дійсна подача насоса буде:

$$Q = Q_T - q_{ут} = \frac{Vn}{60} - A \frac{p_{нас}}{\mu^m}$$

де μ - динамічна в'язкість рідини;

$m=0,5$ - показник ступеня динамічної в'язкості μ ;

$p_{нас}$ - тиск, створюваний насосом;

A - коефіцієнт, що залежить від конструктивних параметрів насоса.

Для забезпечення безпеки роботи насоса і системи від надмірного підвищення тиску під час зменшення подачі встановлюють спеціальні пристрої у вигляді перепускних або запобіжних клапанів. Тоді $Q_T = Q + Q_{кп} + q_{ут}$, рис 12.1.

За характером процесу всмоктування об'ємні насоси поділяються на два основні класи: поршневі та роторні.

2. Поршневі насоси

Поршковий насос - це об'ємний насос, у якому витіснення рідини відбувається з нерухомих робочих камер унаслідок лише прямолінійного зворотно-поступального руху витіснювачів щодо цих камер. Робочий процес поршневого насоса складається з трьох етапів: - всмоктування;

- замикання;
- виштовхування рідини та підвищення тиску.

2.1. Схема і принцип роботи поршневого насоса простої дії,

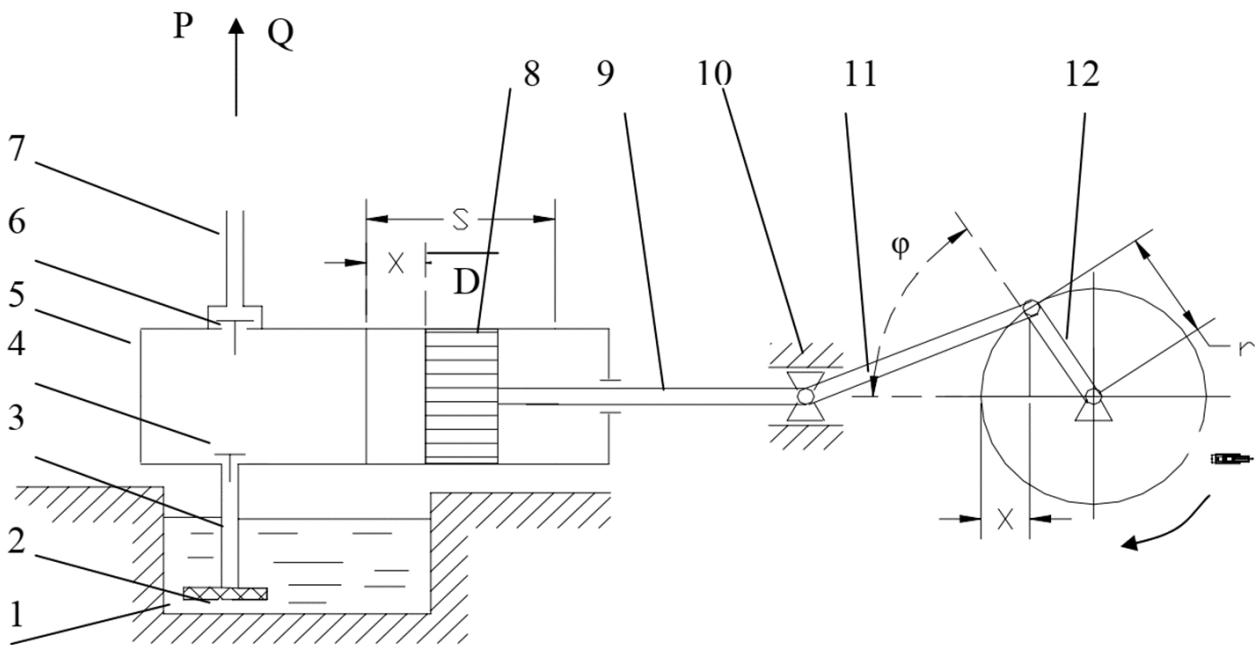


Рис. 12.2 Схема роботи поршневого насоса простої дії: 1 - видаткова ємність; 2 - фільтрувальна сітка; 3 - лінія всмоктування; 4 - клапан всмоктування; 5 - робоча камера; 6 - клапан нагнітання; 7 - лінія нагнітання; 8 - поршень; 9 - шток; 10 - повзун; 11 - шатун; 12 - кривошип; r - радіус кривошипа; $S=2r$ - хід поршня; x - поточний хід поршня; φ - поточний кут повороту кривошипа; ω - кутова швидкість обертання кривошипа; D - діаметр поршня.

Середня подача поршневого насоса простої дії визначається за формулою:

$$Q = Q_{тн} \eta_0 = \frac{Vn}{60} \eta_0 = \frac{FSn}{60} \eta_0 = \frac{\pi D^2 S n}{4 \cdot 60} \eta_0, \text{ м}^3/\text{с},$$

де $F = \frac{\pi D^2}{4}$ - площа поршня, м²;

n - число обертів за хвилину;

D - діаметр поршня, м;

S - хід поршня, м;

η_0 - об'ємний ККД насоса.

Зважаючи на змінну швидкість руху поршня під час обертання кривошипа, подача поршневого насоса пульсуюча, при цьому миттєва подача поршневого насоса буде

$$Q_{\text{мгн}} = F \cdot V_n \eta_0,$$

де V_n - швидкість руху поршня;

x - переміщення поршня в поточний момент.

Згідно з рис. 79 величина $x = r - r \cos \phi = r(1 - \cos \phi)$. Отримуємо диференціюючи вираз ходу поршня

$$V_n = \frac{dx}{dt} = r \sin \phi \frac{d\phi}{dt} = \omega \cdot r \cdot \sin \phi,$$

Миттєва подача $Q_{\text{мгн}} = F \omega r \sin \phi \eta_0$ змінюється за синусоїдальним законом. Графічно ця зміна представляється у вигляді графіка подачі, тобто залежності подачі $Q_{\text{мгн}}$ від кута повороту кривошипа ϕ , рис.12.3.

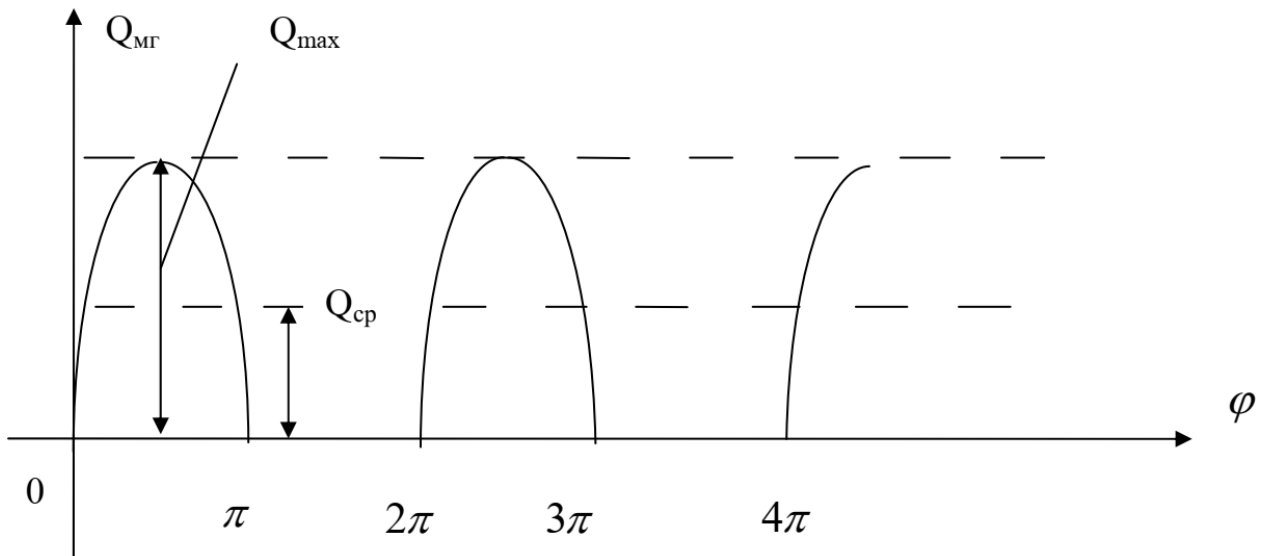


Рис.12.3. Графік подачі поршневого насоса простої дії.

З рис.12.3 видно, що під час першого півоберту кривошипа відбувається всмоктування рідини, а під час другого півоберту відбувається виштовхування рідини з одночасним підвищенням тиску.

Нерівномірність подачі насоса оцінюється коефіцієнтом нерівномірності Ψ_n , тобто

$$\Psi_n = \frac{Q_{max}}{Q_{cp}} = \frac{F\omega r \sin \varphi \eta_0}{FSn \eta_0} = \left| \begin{array}{l} \omega = 2\pi n \\ S = 2r \\ \sin \varphi = \sin 90^\circ = 1 \end{array} \right| = \pi,$$

де $Q_{cp} = Q$.

Тобто для насоса простої дії нерівномірність подачі здійснюється через пів оберта руху кривошипа.

Для зменшення нерівномірності подачі необхідно збільшувати число робочих камер.

Тоді графік подач, наприклад, для насоса подвійної дії матиме вигляд, подібний до рис.12.4

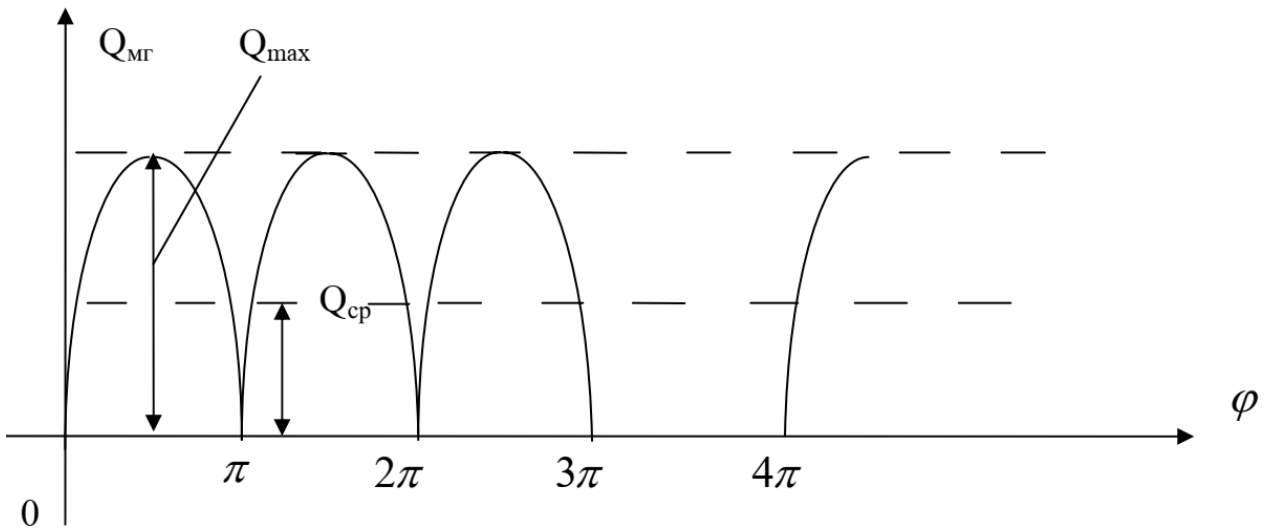


Рис. 12.4. Графік подачі поршневого насоса подвійної дії.

Коефіцієнт нерівномірності подачі насоса подвійної дії буде $\psi_{2n} = \frac{\pi}{2}$, а для потрійної дії $\psi_{3n} = \frac{\pi}{3}$.

Однак збільшення кількості камер і поршнів веде до збільшення габаритів і ваги насоса, що невигідно з економічної точки зору і питань експлуатації.

2.2. Індикаторна діаграма поршневого насоса.

Індикаторна діаграма поршневого насоса - це графічне зображення тиску в циліндрі за повний оберт кривошини, рис.12.5.

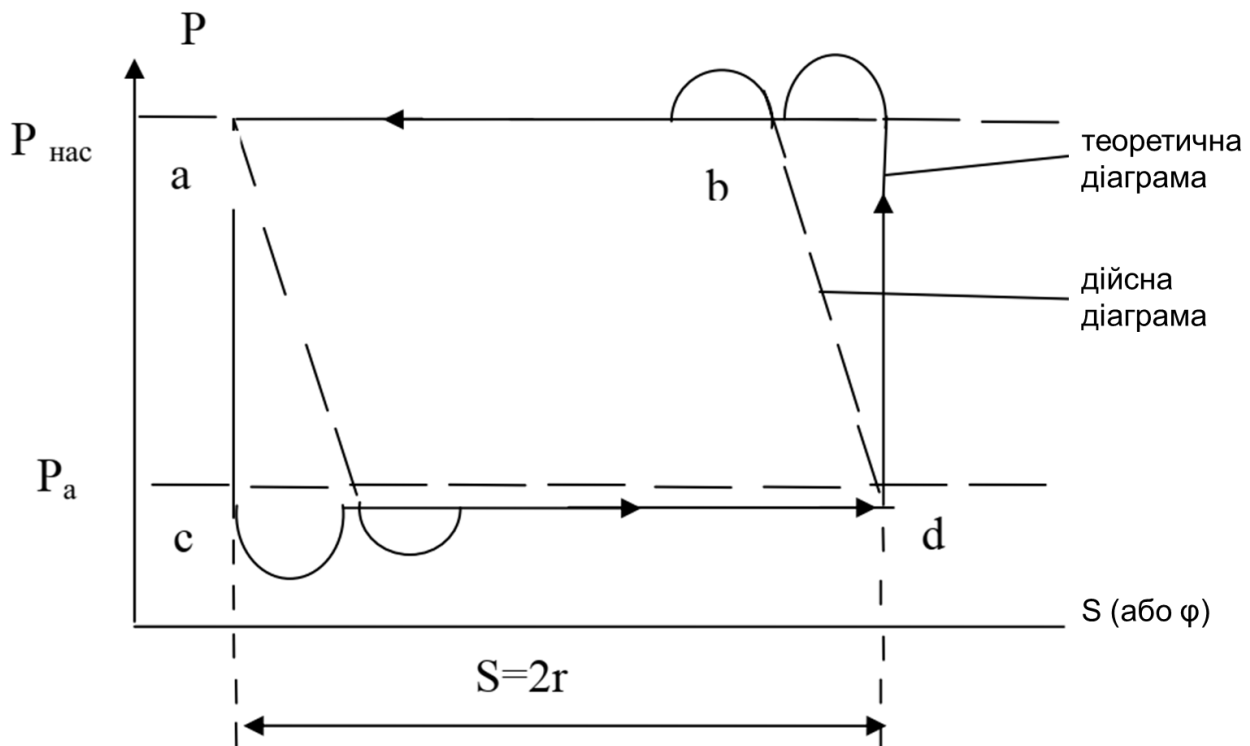


Рис.12.5. Індикаторна діаграма поршневого насоса: cd - лінія всмоктування; ba - лінія нагнітання; ac, db - вертикальні для нестисливої рідини, а в разі наявності повітря або запізнювань закритись клапанам вони відхиляються (штрихові лінії).

У цьому разі говорять про індикаторну потужність

$$N_i = p_i Q_T = \frac{p_i F S n}{60}$$

де $p_i = (p_{нас} - p_a)$ - індикаторний тиск насоса;

$p_{нас}$ - тиск, створюваний насосом;

p_a - атмосферний тиск.

Корисна потужність насоса в цьому випадку буде $N_e = N_i \eta_0 \eta_r$,
а витрачена - $N = N_i / \eta_m$

3. Схема і принцип роботи діафрагмового насоса.

Для зменшення габаритів поршневих насосів і для роботи вручну та від приводу застосовують діафрагмові насоси, рис. 12.6.

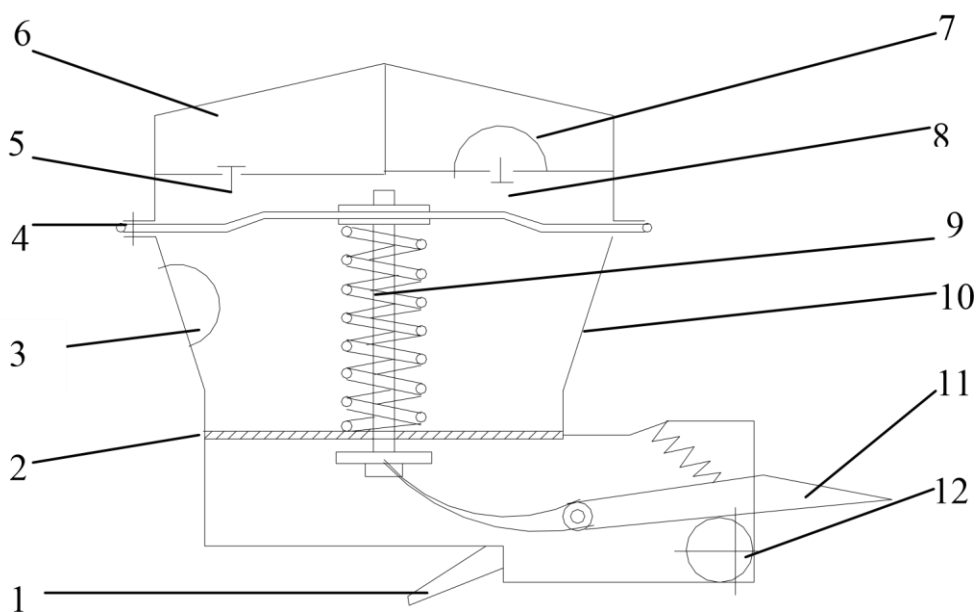


Рис. 12.6. Схема діафрагмового насоса.

Діафрагмовий насос складається: 1 - важіль ручного підкачування; 2 - сальник; 3 - сітчастий фільтр у контрольному отворі; 4 - діафрагма; 5 - клапан нагнітання; 6 - кришка насоса; 7 - сітчастий фільтр клапана всмоктування; 8 - впускний клапан (два); 9 - тяга діафрагми з пружиною; 10 - корпус насоса; 11 - важіль приводу насоса; 12 - ексцентрик.

Діафрагмові насоси бувають нагнітальними і з вільним відливом. Вони розвивають невеликий напір, застосовуються для водовідливу під час виконання будівельних робіт. Створюваний тиск становить до 2 - 3 МПа (20 - 30 атм).

На автомобілях застосовуються в паливній системі. Подача паливних насосів вантажних автомобілів становить 180 - 200 л/год і максимальний тиск 20 - 30 кПа за нульової подачі.

4. Експлуатація поршневих насосів

Пуск і робота поршневих насосів при закритій засувці в напірному трубопроводі заборонена через різке підвищення тиску.

Регулювання подачі здійснюється зміною числа обертів, ходом поршня і перепуском рідини з напірного трубопроводу у всмоктувальний.

5. Переваги та недоліки поршневих насосів

- 1 Найкращі умови всмоктування, високі створювані напори.
- 2 Великі габарити і вага, нерівномірність подачі, неможливість перекачування забрудненої рідини.

6. Роторні насоси

Роторний насос - це об'ємний насос, у котрому витіснення рідини з робочих камер відбувається в результаті обертального або складного руху витіснювачів щодо статора.

Особливістю роторних насосів є:

- відсутність клапанного розподілу рідини;
- значна швидкохідність, ніж у поршневих насосів через відсутність клапанного розподілу, $n = 3000-5000$ об/хв і навіть до 30000 об/хв;
- більша рівномірність подачі через збільшення числа робочих камер;
- компактність конструкції, малі розміри, невелика вага на одиницю потужності, що розвивається $0,2 - 0,3$ кгс/кВт, що становить $10-20\%$ від аналогічної питомої ваги електромашин тієї ж потужності).

Робочий процес кожного елемента роторного насоса складається з трьох етапів:

1. заповнення робочих камер рідиною;
2. замикання робочих камер;
3. витіснення рідини з робочих камер.

6.1. Схема і принцип роботи шестеренного насоса

Найчастіше шестеренні насоси виконуються у вигляді пари зубчастих коліс з евольвентним зачепленням, рис. 12.7

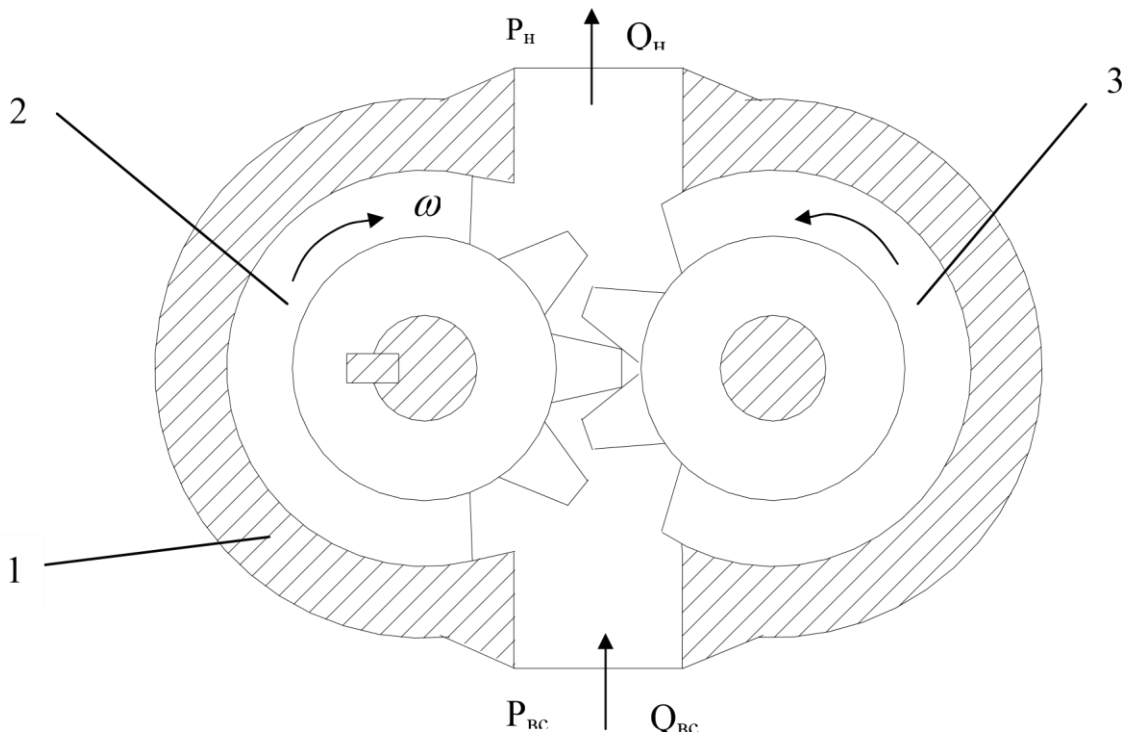


Рис.12.7 Схема шестеренного насоса.

Основними елементами шестеренного насоса є: 1 - корпус; 2 - ротор (ведуче колесо); 3 - витискувач (ведоме колесо).

У приймальній порожнині насоса рідина заповнює об'єм западин між зубами обох шестерень, а потім відбувається замикання цих об'ємів і переміщення їх по дугах кола в віддавальну (напірну) частину насоса.

Шестерінчасті насоси здатні створювати тиск до 200 кгс/см^2 за $\eta = 0,6 - 0,7$. Однак за $p > 100 \text{ кгс/см}^2$ у насосі потрібен пристрій для автоматичного регулювання величини зазорів по торцях шестерень.

Зазвичай зазор становить $0,03 - 0,06 \text{ мм}$.

Для отримання високих тисків застосовують багатоступінчасті насоси.

Під час роботи насоса між зубами відбувається замикання рідини, що залишилася. Тому під зубами в корпусі є канавки для виходу рідини. Але рідина нестислива і, якщо вона залишається, то створюються великі тиски, і зуби швидко зношуються. Замикання рідини спричиняє шум у машині, кавітаційну ерозію зубів і ударне навантаження підшипників.

$$Q_T = \frac{Vn}{60} = \frac{2V_{зуб}zn}{60}, \text{ м/с}$$

Теоретична подача насоса буде:,

де $V_{зуб}$ - об'єм одного зуба (рідина видавлюється об'ємом зуба, а не западиною);

z - зуби двох шестерень;

z - число зубів однієї шестерні;

n - число обертів на хвилину;

60 - число секунд у хвилині.

Крім того, теоретична подача насоса, рис. 12.8,

$$Q_T = U \cdot S = \omega R \cdot S \frac{2\pi n \cdot R}{60} \cdot 2m \cdot b = \frac{1}{15} \pi R \cdot m \cdot b \cdot n$$

де U - лінійна швидкість при обертанні шестерні;

S - площа перерізу зуба;

R - радіус початкового обертального кола;

$2m$ - висота зуба;

$m = D$ - модуль зуба; z

b - ширина;

n - число обертів за хвилину;

D - діаметр початкової окружності;

z - число зубців.

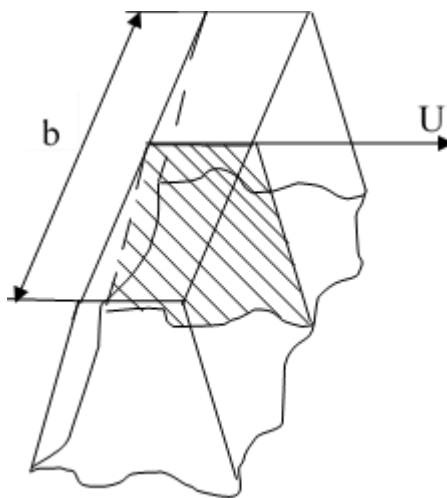


Рис.12.8. До визначення подачі насоса.

Водночас

$$Q_T = \frac{1}{15} \pi R m b n = \frac{2\pi \cdot 2R \cdot m b n}{2 \cdot 2 \cdot 15} = \left| \frac{2R = D}{D = m \cdot z} \right| = \frac{2\pi m^2 b z n}{60} = \frac{6.5 m^2 b z n}{60}, \text{ м}^3/\text{с},$$

або $Q_T = 6,5 m^2 b z n$, $\text{м}^3/\text{с}$, при $n, 1/\text{с}$, а $6,5 \approx 2\pi$ з урахуванням особливостей конструкції.

Дійсна подача $Q = Q_T \eta_0$, зазвичай $\eta_0 = 0,7 - 0,8$.

Маркуються шестеренні насоси, наприклад, у вигляді НШ - 10, де НШ - насос шестеренний;

10 - робочий об'єм насоса, $\text{см}^3/\text{об}$.

Шестеренні насоси застосовуються для живлення гідропередач невеликої потужності з дросельним керуванням, для подачі мастила, для живлення систем керування.

7. Нерівномірність подачі роторних насосів.

Відносна швидкість переміщення плунжерів, як і в разі кривошипно-шатунного механізму, вважається пропорційною синусу кута повороту ротора φ .

З погляду підвищення рівномірності подачі насоса необхідно застосовувати непарне число витіснювачів. За парного числа циліндрів кожна пара їх розташована діаметрально протилежно, тобто в мертвому положенні (на нейтральній осі) одночасно перебуватиме 2 циліндри. Тому амплітуда пульсації подачі за непарного числа циліндрів значно менша, ніж за парного.

Ступінь нерівномірності подачі за парного числа Z оцінюється формулою професора Н. С. Ачеркана у вигляді

$$\sigma = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{cp}} \cdot 100\% = \frac{125}{Z^2}, \%$$

а в разі парного числа зубів як $\sigma = \frac{500}{Z^2}, \%$.

Для шестеренних насосів нерівномірність подачі оцінюється за формулою

$$\sigma = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{cp}} \cdot 100\% = 1,25 \frac{\cos^2 \theta}{Z^2}, \%$$

де θ - кут зачеплення зубів;
 Z - число зубів, зазвичай $Z=12$.

8. Кавітаційна характеристика об'ємних насосів

В об'ємних насосах, як і в ВЦН, спостерігається явище кавітації, яка характеризується кавітаційними характеристиками.

Кавітаційною характеристикою об'ємного насоса називається залежність подачі і потужності від вакуумметричної висоти всмоктування за постійного числа обертів і постійного напору, рис. 12.9.

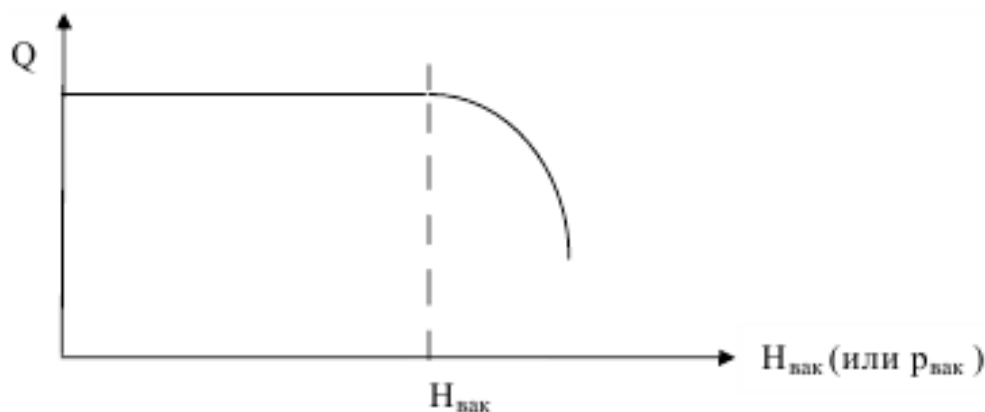


Рис.12.9. Кавітаційна характеристика об'ємного насоса.

Вакуум у всмоктувальному каналі насоса є вакуумметрична висота в *мм. рт. стовпа*.

Лекція 13. Силові гідроциліндри. Оборотноість гідромашини. Гідромотори

Об'ємні гідромашини.

Об'ємні гідродвигуни.

Об'ємний гідродвигун - це об'ємна гідромашина. Залежно від виду руху вихідної ланки розрізняють три класи об'ємних гідродвигунів, які використовуються в гідропневмоприводах:

- гідроциліндри зі зворотно-поступальним рухом штока;
- поворотні гідродвигуни з обмеженим кутом повороту (менше ніж 360°) вала - моментні гідродвигуни;
- гідромотори з обертальним рухом вала.

1. Гідроциліндри зі зворотно-поступальним рухом штока.

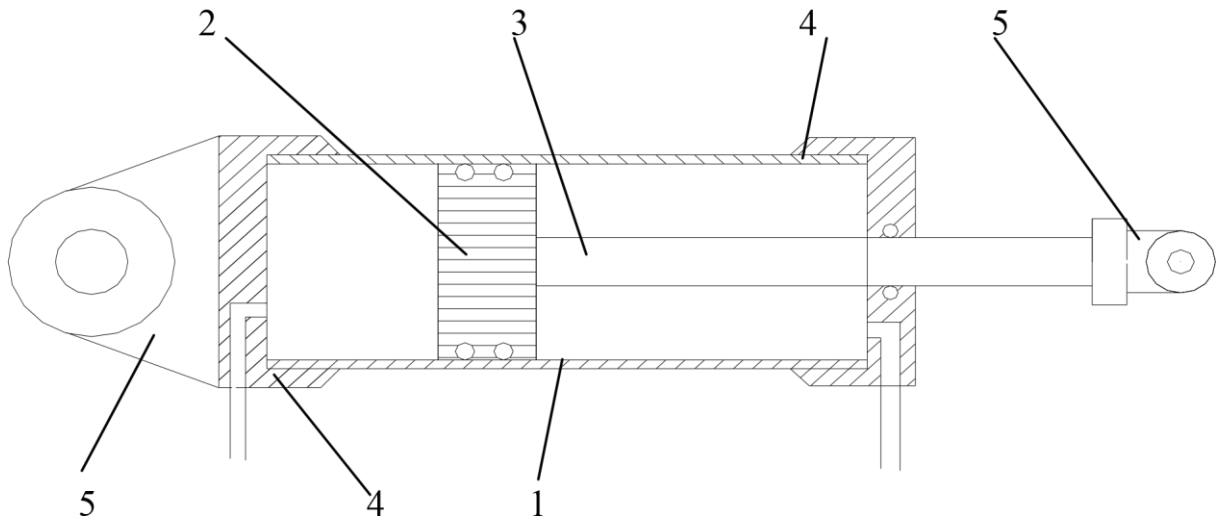


Рис.13.1. Схема гідроциліндра.

Силовий циліндр являє собою вузол, рис. 13.1, що складається з:

- 1 - корпусу циліндра;
- 2 - поршня з ущільнювачем;
- 3 - штока, за допомогою якого енергія тиску рідини перетворюється на механічну енергію переміщення штока;
- 4 - кришок, у яких виконано канали для підведення і відведення рідини, для з'єднання з гідролініями;
- 5 - вузлів кріплення (приєднання).

Гідроциліндри бувають двосторонньої та односторонньої дії, з одностороннім і двостороннім штоком.

Гідроциліндри двосторонньої дії з двостороннім штоком мають однакову швидкість і розвивають однакові зусилля в обидва боки, швидкість $V = \frac{4Q}{\pi(D^2-d^2)}$, а зусилля $P = p \frac{\pi(D^2-d^2)}{4}$, де D - діаметр поршня; d - діаметр штока; $p = (p_1 - p_2)$ - перепад тиску на поршні.

Гідроциліндри двосторонньої дії з одностороннім штоком мають неоднакову швидкість і зусилля, що розвивається під час переміщення в різні боки, швидкість у штокову порожнину і поршневу

відповідно $V_{шт} = \frac{2Q}{\pi(D^2 - d^2)}$ і $V_{п} = \frac{2Q}{\pi D^2}$, а зусилля $P_{шт} = p \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$ і $P_{п} = p \cdot \frac{\pi D^2}{4}$.

З аналізу роботи розглянутих циліндрів і аналізу формул виявляються їхні основні недоліки.

Недолік циліндрів двосторонньої дії з двостороннім штоком полягає у збільшенні потрібних обсягів на об'єкті (у зв'язку з виходом штока по обидва боки циліндра).

Недолік циліндрів двосторонньої дії з одностороннім штоком полягає в отриманні неоднакових швидкостей і зусиль, що розвиваються, в той чи інший бік.

З метою зменшення габаритів силового циліндра необхідно застосовувати циліндри з одностороннім штоком, у якому для одержання однакових швидкостей переміщення поршня в обох напрямках площу перерізу штока приймають удвічі меншою за площу поршня, а під'єднують до насоса гідроциліндр диференціально, рис.13.2.

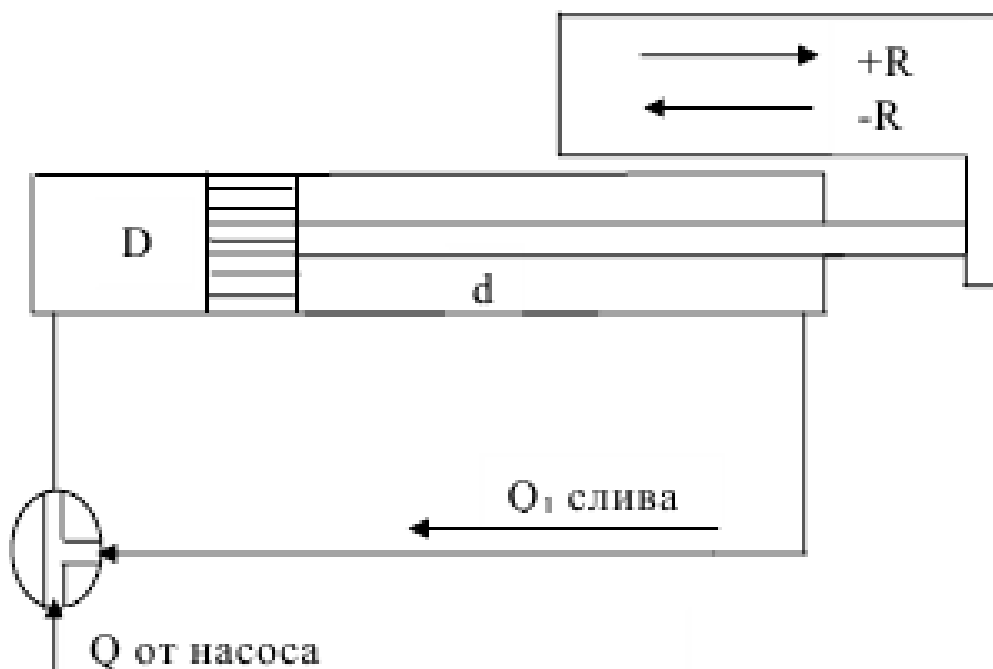


Рис.13.2. Схема роботи гідроциліндра (диференціальне диференціальне підключення джерела живлення).

Під час руху поршня праворуч обидві порожнини з'єднуються одна з одною диференціальним способом, тобто витіснена витрата зі

штокової порожнини $Q = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \cdot V_{\Pi}$ надходить у поршневу порожнину циліндра спільно з рідиною, що подається насосом,

$$Q + Q_1 = \frac{\pi D^2}{4} V_{\Pi}, \text{ або } Q + \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)V_{\Pi} = \frac{\pi D^2}{4} V_{\Pi},$$

звідки знаходимо швидкість руху поршня праворуч $V_{\Pi} = \frac{4Q}{\pi D^2}$.

Під час руху поршня вліво поршнева порожнина з'єднується з баком, а штокова з насосом, тоді швидкість руху поршня ліворуч $V_{\Pi} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}$. Але оскільки $\frac{\pi D^2}{4} = 2 \frac{\pi d^2}{4}$, то $V_{\Pi} = \frac{4Q}{\pi(2d^2 - d^2)} = \frac{4Q}{\pi d^2}$.
ККД гідроциліндра (для поршневої порожнини) є

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{RV}{\Delta p Q} = \frac{\Delta p \eta_{\Gamma} \eta_M}{\Delta p Q} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{4Q \eta_0}{\pi D^2} = \eta_{\Gamma} \eta_0 \eta_M,$$

де $N_{\Pi} = RV$ - корисна потужність;

$N = \Delta p Q$ - витрачена потужність;

$V = \frac{4Q \cdot \eta_0}{\pi D^2}$ - швидкість руху поршня;

$R = \Delta p \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_M \frac{\pi D^2}{4}$ - зусилля поршня, що розвивається;

$\Delta p = (p_1 - p_2)$ - перепад тиску на поршні.

Для збільшення ходу штока застосовують телескопічні циліндри односторонньої та двосторонньої дії, рис.13.3

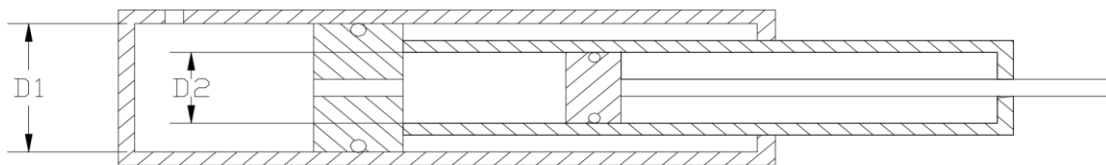


Рис.13.3. Схема телескопічного гідроциліндра односторонньої дії.

Якщо для розміщення гідроциліндрів обмежений простір по діаметру, то застосовують здвоєні та строєні гідроциліндри (дво-, трикамерні тощо), які розвивають необхідне зусилля за менших діаметрів, рис. 13.4.

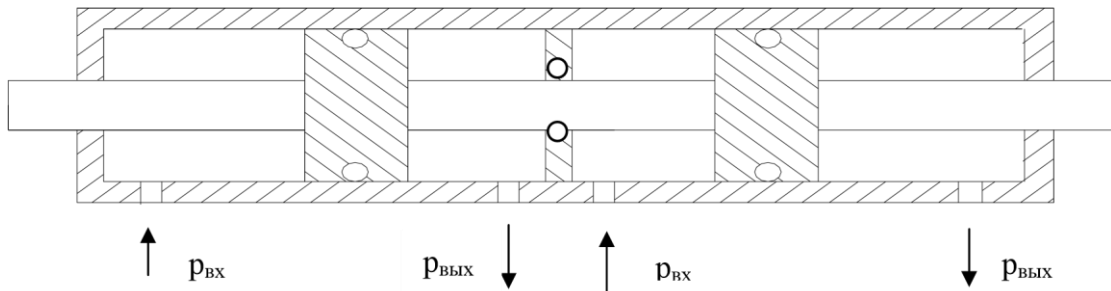


Рис. 13.4. Схема двокамерного гідроциліндра.

Для всіх гідроциліндрів діаметр штока $d = 0,5D$ поршня і хід має бути не більшим за десять діаметрів поршня, тобто $S \leq 10D$ (через стійкість).

2. Моментні гідроциліндри.

Гідроциліндри, що застосовуються для зворотно-поступальних рухів вузлів, що приводяться, на кут, менший 360° , називають моментними.

Моментний однолопатевий гідроциліндр є об'ємним гідродвигуном зі зворотно-поворотним відносно корпусу рухом робочого органа, рис. 13.5.

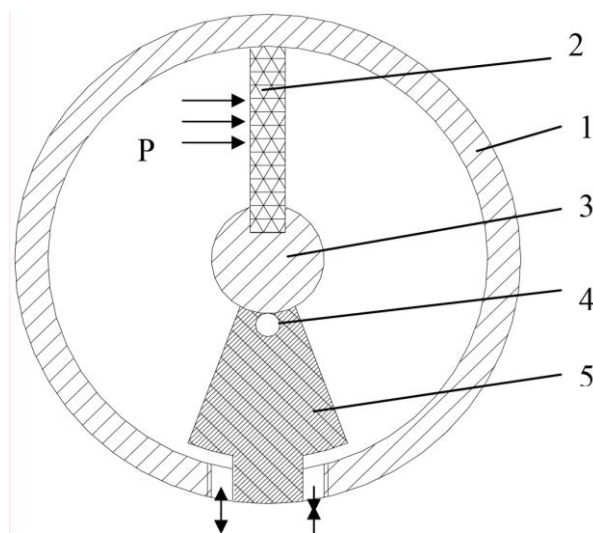


Рис. 13.5. Схема моментного однолопатевого гідроциліндра: 1 - корпус; 2 - пластина; 3 - втулка; 4 - ущільнювальна перемичка; 5 - ущільнювальний елемент.

Величина крутного моменту визначається за формулою:

$$M = \Delta p \cdot \frac{b}{8} (D^2 - d^2) \eta_m,$$

де: $\Delta p = (p_1 - p_2)$ - перепад тиску на пластині;

b - ширина пластини;

D - діаметр розточки циліндра;

d - діаметр втулки (ротора);

η_m - механічний ККД гідроциліндра.

Кутова швидкість вала визначається за формулою:

$$\omega = \frac{8Q}{b(D^2 - d^2)} \eta_{oc},$$

де Q - подача насоса;

η_{oc} - об'ємний ККД циліндра.

Застосування гідроциліндрів спрощує кінематику приводних механізмів, а крутний момент становить від 170 до 10000 НМ за тиску 1мПа.

3. Гідродвигуни обертального руху (гідромотори)

Гідромотор - це об'ємний гідродвигун, у якому енергія потоку рідини перетворюється на механічну енергію необмеженого обертального руху вала.

Як гідромотори використовуються гідронасоси (з огляду на їхню оборотність).

Тому загальні питання конструкцій і розрахунків насосів відносяться і до гідромоторів, але у зв'язку з іншим функціональним призначенням є деякі відмінності від відповідних роторних насосів.

Витрата рідини через гідромотор

$$Q_u = q_0 n = q_k z \cdot k \cdot n,$$

де q_0 - робочий об'єм насоса;

q_k - робочий об'єм однієї камери;

z - число камер;

k - кратність дії насоса;

n - частота робочих циклів насоса.

Об'ємний ККД гідромотора визначається не так як у насосі, а саме:

$$\eta_0 = \frac{Q_u}{Q} = \frac{Q_u}{Q_u + q_{yt}}$$

де Q_u - ідеальна витрата;

q_{yt} - кількість витоків рідини.

Частота обертання вала гідромотора з урахуванням $\eta_0 \in n = Q\eta_0/q_0$.

Корисна потужність гідромотора $N = p_{г/м} \cdot Q$, де $p_{г/м} = (p_1 - p_2)$ - перепад тиску на гідромоторі.

ККД гідромотора $\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{M\omega}{p_{г/м} \cdot Q} = \eta_0 \eta_m$, де $M\omega = \eta_0 \eta_m p_{г/м} Q$ і в разі заміни $\omega = 2\pi n$ матиме $M = q_0 p_{г/м}$.

Момент $M_u = p_{г/м} q_0 / 2\pi$ називається ідеальним моментом, споживаний насосом, або що розвивається гідромотором без урахування втрат енергії.

Лекція 14. Гідравлічні стежні гідроприводи. Основні розрахункові залежності

Об'ємний гідропривід.

1. Загальні відомості про об'ємний гідропривід.

Об'ємний гідропривід - це сукупність об'ємних гідромашин, гідроапаратури та інших допоміжних пристроїв, призначених для передачі механічної енергії та перетворення руху за допомогою енергії рідини.

Основою об'ємного гідроприводу є об'ємна гідропередача, що складається з об'ємного насоса, гідродвигуна і трубопроводів, які їх зв'язують, та гідроліній. Гідропередача є силовою частиною гідроприводу.

Умовно це зображується у вигляді такої схеми, рис.14.1.

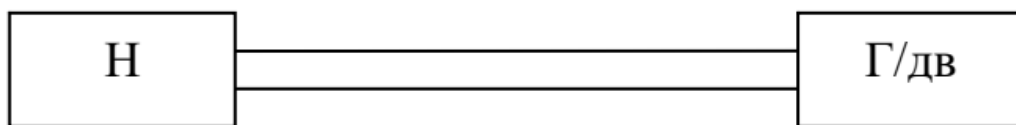


Рис.14.1. Схема (умовна) об'ємної гідропередачі.

Принцип дії об'ємного гідроприводу ґрунтується на малій стисливості рідини і передачі тиску в ній за законом Паскаля.

Розглянемо найпростіший гідропривод, рис.14.2.

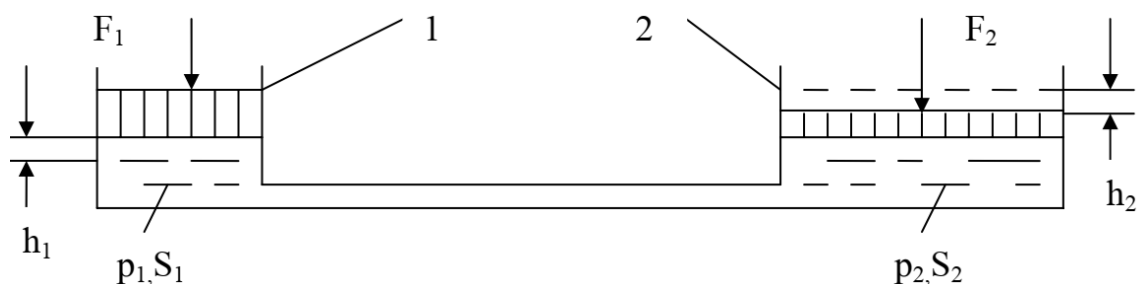


Рис.14.2. Схема роботи об'ємного гідропривода.

Два циліндри 1 і 2 заповнені рідиною і з'єднані між собою трубопроводом. Поршень циліндра 1 під дією сили F_1 переміщається

вниз, витісняючи рідину в циліндр 2. Поршень циліндра 2 при цьому переміщається вгору і долає навантаження (силу) F_2 .

Нехтуючи втратами тиску в системі, за законом Паскаля тиск у циліндрах 1 і 2 буде однаковим і дорівнюватиме

$$p = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2}.$$

Крім того, у цьому випадку зміни об'ємів у циліндрах будуть $h_1 S_1 = h_2 S_2$, а витрати становлять $V_1 S_1 = V_2 S_2$, де h_1, h_2 - переміщення поршнів; S_1, S_2 - площі поршнів; V_1, V_2 - швидкості переміщення поршнів.

Потужність, витрачена на переміщення поршня в циліндрі 1, $N = F_1 V_1 = p S_1 V_1 = p Q$.

Умовою передання енергії в цьому випадку буде вираз $F_1 V_1 = p Q = F_2 V_2$, де $p Q$ - потужність потоку рідини; $F_2 V_2$ - потужність, що розвивається поршнем циліндра 2.

В об'ємному гідроприводі як насоси застосовуються об'ємні насоси - поршневі, шестеренні, гвинтові, радіальні, аксіальні роторно-поршневі насоси різних типів.

Як гідродвигуни використовуються силові гідроциліндри, гідромотори і поворотні гідроциліндри з обмеженим кутом повороту вихідної ланки.

Під гідроапаратурою в гідроприводі розуміють пристрої для управління потоком рідини, за допомогою якого здійснюється регулювання.

Гідроапаратура сучасних гідроприводів різноманітна за призначенням, принципом дії, конструктивним виконанням і розмірами. Вона виконує функції контролю управління, розвантаження, регулювання і складається з окремих елементів: дроселі, клапани, гідророзподільники (золотники), фільтри, теплообмінники, гідробаки, гідроакумулятори та панелі, скомпоновані з декількох елементів.

Перераховані елементи пов'язані між собою гідролініями, якими рухається робоча рідина.

Робоча рідина - це робочий елемент гідроприводу, за допомогою якого передається енергія приводного двигуна на виконавчі елементи. Тому до рідини висуваються вимоги забезпечення міцності та

довговічності. Вона схильна до механічного і хімічного руйнування, має обмежений термін служби.

Виходячи з цього робоча рідина повинна:

1. володіти хорошими змащувальними здібностями.
2. бути стабільною, тобто зберігати свої хімічні властивості.
3. Володіти хорошими низькотемпературними властивостями.
4. Забезпечувати хороший тепловідвід.
5. Бути негорючою і мати високий модуль пружності.

Для роботи в стабільних температурних умовах гідромашин зазвичай застосовують робочі рідини мінерального походження з діапазоном в'язкості при температурі 50°C приблизно $(10..40)$ *сСт*, а саме: трансформаторні, веретеноподібні АП, індустріальні, турбінні та ін. оливи.

Для роботи в умовах широкого температурного діапазону від 333 до 213°K ($\pm 60^{\circ}\text{C}$) застосовують спеціальні суміші мінеральних мастил, які забезпечують в'язкість від 10 до 1200 *сСт*. у період їхньої роботи.

Для роботи за температур близько $(450 - 500)^{\circ}\text{K}$ ($180 - 230)^{\circ}\text{C}$ застосовують синтетичні рідини на кремнійорганічній основі.

Через дефіцит нафтопродуктів і прагнення до використання негорючих матеріалів дедалі ширше застосування в гідросистемах знаходять водомасляні емульсії і синтетичні негорючі рідини на водяній основі.

2. Умовні позначення елементів гідроприводу.

Оскільки число гідравлічних елементів велике, то конструктивно їх зображати на схемах складно. Тому елементи гідроприводів зображують на схемах умовно згідно з ДСТУ 2780-68, 2781-68, 2782-68 і 2784-70, які введено для обов'язкового користування з 1971 року.

Умовні зображення елементів гідроприводу такі:

Насоси:

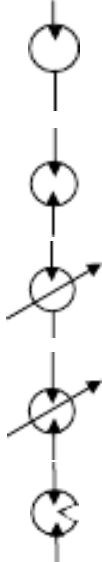


- насос із постійним напрямком потоку;



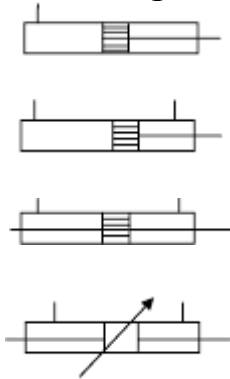
- насос із реверсивним напрямком потоку;
- насос з постійним напрямком потоку і регульованою подачею;
- насос із регульованим потоком і регульованою подачею.

Гідромотори:



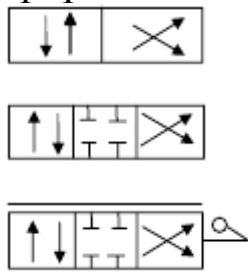
- нереверсивний нерегульований гідромотор;
- реверсивний нерегульований гідромотор;
- нереверсивний регульований гідромотор;
- реверсивний регульований гідромотор;
- неповноповоротний гідромотор (моментний гідроциліндр).

Гідроциліндри:



- гідроциліндр односторонньої дії з одностороннім штоком;
- гідроциліндр двосторонньої дії з одностороннім штоком;
- гідроциліндр двосторонньої дії з двостороннім штоком;
- регульований гідроциліндр двосторонньої дії з двостороннім штоком

Гідророзподільники:

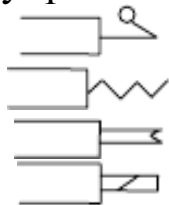


- чотириходовий двопозиційний розподільник;
- чотириходовий трипозиційний розподільник;
- чотириходовий трипозиційний з ручним управлінням регульований гідророзподільник

Хід - це кількість підводів і відводів рідини.

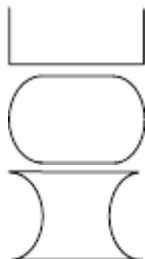
Позиція - це кількість прямокутників, що фіксують положення штока.

Типи управління



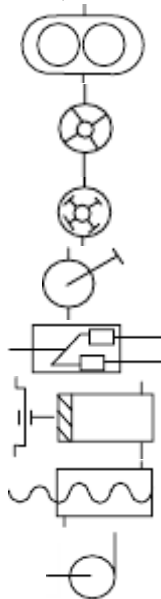
- ручне;
- пружинне;
- гідравлічне;
- електричне.

Гідробаки:



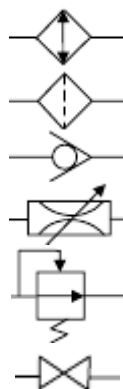
- під атмосферним тиском;
- із внутрішнім тиском вище атмосферного;
- із внутрішнім тиском нижче атмосферного.

Насоси об'ємного гідроприводу, що часто зустрічаються на схемах (за принципом роботи та за конструктивним виконанням):

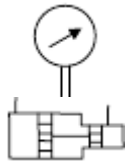


- шестеренний;
- пластинчастий;
- радіально - поршневий;
- ручний;
- аксіально-поршневий;
- кривошипно-поршневий;
- гвинтовий;
- відцентровий

Різноманітні елементи:



- охолоджувач рідини;
- гідрофільтр;
- зворотний клапан;
- регульований гідросель;
- запобіжний клапан;
- перекривний кран;



- манометр;
- гідромультиплікатор.

Гідроаккумулятори:



- вантажний;



- пневмогідроаккумулятор.



- пружинний;

3. Класифікація об'ємного гідроприводу.

Класифікація об'ємного гідроприводу може бути

а) За видом джерела енергії:

- насосний;
- акумуляторний;
- магістральний гідропривод, у якому робоча рідина надходить у гідродвигун із гідромагістралі;

б) За характером циркуляції робочої рідини (насосні гідроприводи):

- із замкнутою циркуляцією рідини;
- з розімкненою циркуляцією рідини;

в) За видом приводного двигуна (насосні гідроприводи):

- електрогідропривод;
- турбогідропривід;
- дизелегідропривід;
- мотогогідропривод тощо;

г) За способом регулювання вихідної швидкості:

- з об'ємним регулюванням;
- з дросельним регулюванням;
- з об'ємно-дросельним регулюванням.

4. Переваги та недоліки об'ємного гідроприводу.

Регульовані гідроприводи широко використовуються як приводи верстатів, прокатних станів, пресового і ливарного обладнання, дорожніх і будівельних машин, транспортних і сільгоспмашин тощо.

Таке широке їх застосування пояснюється низкою переваг (порівняно з механічними та електричними), до яких належать:

- безступінчасте регулювання передавального числа в широкому діапазоні і можливість створення великих передавальних відносин;

- мала питома маса, віднесена до переданої потужності (0,2 - 0,3 кг на 1кВт, що становить 10 - 20% від електродвигуна тієї ж потужності);

- компактність;

- можливість простого і надійного запобігання приводного двигуна від перевантажень;

- мала інерційність обертювих частин, що забезпечує швидку зміну режимів роботи, тобто швидкодію; - зручність транспортування енергії;

- надійність і довговічність.

Недоліки об'ємного гідроприводу:

- загрязнение рідини;

- витоки рідини;

- потрапляння повітря в систему;

- вибухопожежонебезпечність;

- жорсткі вимоги щодо високої точності обробки деталей.

Лекція 15. Вибір тиску робочої рідини, насоса, гідродвигуна, фільтра.

Статичний розрахунок об'ємного гідроприводу

1. Визначення та завдання розрахунку.

Статичний розрахунок гідроприводу - це гідравлічний розрахунок гідроприводу з визначенням основних параметрів його елементів.

Завдання розрахунку гідроприводу - знаходження робочої точки насоса (РТН) з подальшою побудовою статичної характеристики гідропідсилювача.

Це завдання ставиться з тієї причини, що РТН визначає сталий режим роботи на розрахунковому максимальному режимі, а статична характеристика гідропідсилювача визначає точність і жорсткість слідкуючих гідроприводів у сталий режим, тобто за постійних швидкостей і навантажень у всьому діапазоні його роботи.

Статична характеристика виражає функціональну залежність між похибкою відтворення (неузгодженості), швидкістю переміщення (швидкістю стеження) робочого органу і статичним навантаженням, що діє на нього.

Рівняння статичних характеристик можуть бути отримані шляхом спільного розв'язання рівнянь нерозривності, витікання рідини через прохідні перерізи та статичної рівноваги приводу.

Розрахунок гідроприводу проводять у два етапи:

1. Попередній для вибору основних параметрів приводу.
2. Остаточний для встановлення РТН и побудова статичної характеристики гідропідсилювача.

Вихідними даними для розрахунку є:

- навантаження на штоку R ;
- час переміщення штока t ;
- довжина ходу штока L ;
- довжина трубопроводів для магістралей та ін. дані виходячи з умов застосування гідроприводу.

2. Зміст розрахунку.

А. Перший етап розрахунку.

Вибір максимального робочого тиску, тиску у всмоктувальній і зливній магістралях. Вибір робочої рідини.

Робочий тиск у циліндрі p_1 визначається згідно з ДСТУ за заданим навантаженням.

Тиск насоса $p_{\text{нас}} = (1,15 - 1,25)p_1$

Тиск на вході в гідропідсилювач $p_{\text{вх}} = 0,9p_{\text{нас}} = (p_{\text{нас}} - \Delta p_{\text{наг}})$, а на виході $p_{\text{вих}} = p_c + \Delta p_6$, причому тиск на зливі $p_c = 0,1 - 0,6$ МПа (короткочасно під час розрахунку на міцність трубопроводів через гідродудар до 2,5 МПа).

Тиск у всмоктувальній магістралі $p_{\text{вс}} \leq 0,08$ МПа.

Робочу рідину вибирають залежно від температурних умов і номінального тиску з певною в'язкістю: до $p_{\text{раб}} \leq 7$ МПа в'язкість має бути

$\nu = (20 - 40) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, а за $p_{\text{раб}} \geq 7$ МПа – $\nu = (40 - 110) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

2. Вибір гідроциліндра.

Визначення діаметрів силового циліндра і штока.

Діаметр циліндра визначається як

$$D_{\text{ц}}^2 - d_{\text{шт}}^2 = \frac{4R}{(\pi \cdot \Delta p_{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{м}})}$$

або

$$D_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{4R}{\pi \cdot \Delta p_{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{м}}}}$$

для безштокової порожнини,

де: $\Delta p_{\text{ц}} = p_1 - p_2 = p_1 - p_c$;

$\eta_{\text{м}}$ - механічний ККД гідроциліндра.

Діаметр штока $d_{\text{шт}} = (0,5-0,7) D_{\text{ц}}$ залежно від заданого навантаження з округленням до стандартного значення.

3. Вибір насоса.

Умовою вибору насоса є: умови експлуатації та роботи приводу, а також величини тиску й теоретичної подачі насоса за один оберт мають бути більшими або дорівнювати їхнім розрахунковим значенням, тобто

$$p_{\text{нас}} \text{ разрах} \leq p_{\text{нас}}, q_{\text{нас}} \text{ разрах} \leq q_{\text{нас}}$$

де: $p_{\text{нас}} \text{ разрах}$ - уточнений тиск після вибору діаметрів циліндра і штока;

$$q_{\text{нас}} \text{ разрах} = \frac{60Q_{\text{нас}}}{n \cdot \eta_0}, \text{ м}^3/\text{об при } Q_{\text{нас}} = \frac{V}{t\eta_{\text{оц}}}, V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot L \text{ або}$$

$$V = \frac{\pi(D_{\text{ц}}^2 - d_{\text{шт}}^2)}{4} \cdot L - \text{найбільший потрібний об'єм циліндрів.}$$

4. Вибір діаметрів і визначення товщини стінок трубопроводів.

Діаметр трубопроводу знаходиться за формулою

$$d = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi v_{\text{ср}}}}$$

де: Q - найбільша витрата в тій чи іншій магістралі (у всмоктувальній і магістралі нагнітання $Q=Q_{\text{нас}}$, у зливний $Q=kQ_{\text{нас}}$, а

$k = D_{\text{ц}}^2 / (D_{\text{ц}}^2 - d_{\text{шт}}^2)$ для штокової порожнини одностороннього штока; $k = (D_{\text{ц}}^2 - d_{\text{шт}}^2) / D_{\text{ц}}^2$ для поршневої порожнини одностороннього штока;

$k=1$ для двостороннього штока;

$v_{\text{ср}}$ - швидкість руху рідини в магістралях:

всмоктувальна - 1,2 м/с;

зливна - 2 м/с;

нагнітання - (3-10) м/с залежно від робочого тиску.

Товщина стінки трубопроводу обирається з умов міцності на розрив за формулою

$$\delta = p_{\text{маг}} \cdot \frac{d}{(2[\sigma])}$$

де: $[\sigma]=0,3\sigma_s$ - допустима напруга матеріалу; σ_s - тимчасове напруження матеріалу згідно з довідковими даними.

Після знаходження товщини δ визначають зовнішній діаметр

$$D_{\text{н}} = d + 2\delta$$

результат округлюють до стандартного за ДСТУ.

Потім уточнюють швидкість руху рідини.

5. Визначення режимів руху рідини в магістралях.

Визначаємо число $Re=vd/\nu$, причому

при $Re < Re_{кр}$ - ламінарний режим; при $Re > Re_{кр}$ - турбулентний режим.

Розрахунок ведеться при гранично високій температурі, тому в'язкість знаходиться за формулою $\nu = \nu_{50} \left(\frac{50}{t_{р.ж.}}\right)^m$, m^2/c , де m -показник ступеня в залежності від в'язкості при $t = 50^\circ C$

Б. Другий етап розрахунку.

1. Розрахунок характеристики системи.

Характеристика гідроприводу (системи) - це залежність сумарної втрати тиску в гідросистемі p від витрати Q , тобто $p=f(Q)$, де $p=\Delta p_{ц}+\Delta p_{w}$.

а) Визначення сумарних втрат у трубопроводах і пристроях

$$\Delta p_w = \Delta p_{дл.вс.} + \Delta p_{м.вс.} + \Delta p_{дл.н.} + \Delta p_{м.н.} + \Delta p_{дл.с.} + \Delta p_{м.с.}$$

$$\text{Втрати по довжині. } \Delta p_{дл} = \frac{\rho \lambda l v^2}{2}.$$

$$\text{Втрати на місцеві } \Delta p_{м} = \frac{\Sigma \zeta \rho v^2}{2}.$$

Виражаючи швидкість через витрату і підставивши її у формули

Re

$$\lambda_{л} = \frac{75}{Re}$$

або

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

маємо

$$\Delta p_{\text{дл.л.р.}} = \frac{47,8\rho l v Q}{d^4}, \Delta p_{\text{дл.т.р.}} = 0,242 \rho l v^{0,25} Q^{1,75} d^{4,75}$$

відповідно для ламінарного і турбулентного режиму

$$\Delta p_{\text{м}} = 0,81 \frac{\Sigma \zeta \rho Q^2}{d^4}$$

де $\Sigma \zeta$ -сума всіх коефіцієнтів місцевих опорів у відповідній магістралі.

б) Визначення перепаду тиску в силовому циліндрі.

Перепад тиску визначається з рівняння рівноваги сил, що діють на поршень з урахуванням порожнини нагнітання і типу циліндра, сили тертя $T_{\text{тер}}=0, IR$. Після перетворень вираз характеристики гідроприводу з урахуванням режимів руху рідини буде $p=A+BQ+CQ^{1,75}+DQ^2$ з відповідними виразами коефіцієнтів і параметрів коефіцієнтів: $A, B, C, D, T_1, T_3, T_5, T_1', T_2', T_3', T_5', T_2, T_4, T_6, p_2$, залежно від режиму, значень коефіцієнтів

$$k_1 = d_{\text{шт}}^2 / (D_{\text{ц}}^2 - d_{\text{шт}}^2) \text{ і } k_1 = d_{\text{шт}}^2 / D_{\text{ц}}^2$$

відповідно в порожнину штока і в поршневу порожнину для циліндра з одностороннім штоком і $k_1=1$ для циліндра з двостороннім штоком.

Усі ці вирази наведено у зведеній таблиці методичних вказівок зі статичного розрахунку гідроприводу.

Розрахунок ведеться звичайними засобами, а також на ЕОМ згідно з програмами з контролем і перевіркою розрахунку за алгоритмом розрахунку характеристики гідросистеми.

Примітка: Перепад тиску в циліндрі гідропідсилювача рахується з урахуванням зміни $\Delta p_{\text{ц}}$ величини p_2 при врахуванні режимів руху рідини:

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{ц}} &= p_1 - p_2 = (p_{\text{вх}} - \Delta p_3) - (p_{\text{вих}} + \Delta p_3) \\ &= (p_{\text{нас}} - p_{\text{н}} - p_{\text{вс}} - \Delta p_3) - (p_{\text{с}} + \Delta p_6 + \Delta p_3), \end{aligned}$$

а у гідропідсилювачі $p_0 = p_{\text{вх}} - p_{\text{вих}}$ або $p_0 = \Delta p_{\text{ц}} - \Sigma \Delta p_3$.

Однак характеристика $p=f(Q)$ має той самий вигляд.

2. Встановлення робочої точки насоса.

За результатами розрахунку будують характеристику системи $p=f_1(Q)$ і характеристику насоса $p=f_2(Q)$, рис. 15.1.

Характеристика насоса має лінійний характер і будується за двома точками:

- 1) $p = 0 \rightarrow Q = Q_T = Q_{\text{нас}}/\eta_0$
- 2) $p = p_{\text{ном}}(p_{\text{max}}) \rightarrow Q = Q_{\text{нас}} = Q_T \cdot \eta_0$.

Отримавши точку перетину характеристик, звану робочою точкою насоса (РТН), виписуємо її параметри: $p_{\text{нас.раб}}$ і $Q_{\text{нас.раб}}$.

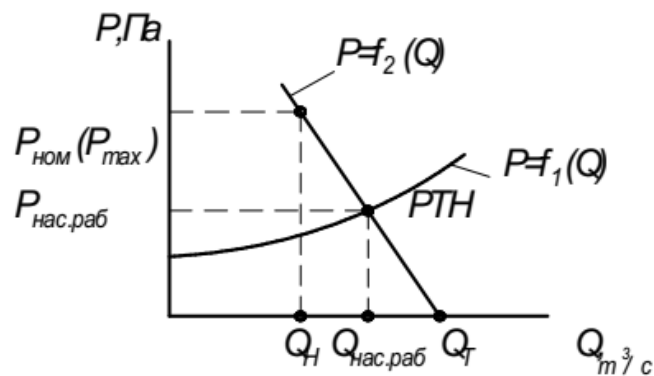


Рис. 15.1. Робоча точка насоса (РТН).

3. Розрахунок і побудова характеристики гідропідсилювача.

Статична характеристика гідропідсилювача - це залежність подоланого навантаження R від швидкості сталого руху вихідної ланки гідропідсилювача за постійної величини неузгодженості $e = x_3 - k_{oc}L$, тобто $R=f(V)$ за умови $x_3=var$, а в безрозмірних величинах це буде залежність $\bar{R} = f(\bar{V})$ при $\bar{x}_3 = var$, а саме: $\bar{P} = \bar{R} = 1 - \frac{\bar{V}^2}{V^2}$ при $\bar{x}_3 = 0 - 1$.

Після розрахунку звичайними способами або на ЕОМ будуються графічні залежності $R = f(V)$ і $\bar{R} = f(\bar{V})$ рис. 15.2,

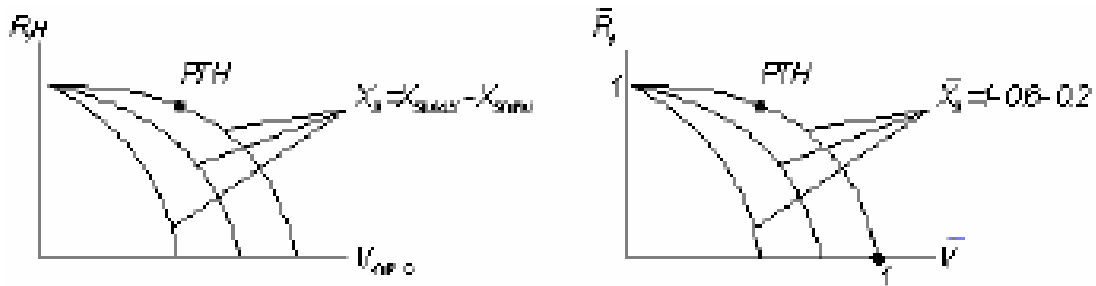


Рис. 15.2. Статичні характеристики гідропідсилювача в абсолютних і відносних величинах.

при $V = V_{max} \cdot \bar{V}$, $R = P_{max} \cdot \bar{R}$ для $x_3 = x_{3max} \cdot \bar{x}_3$;

$V_{max} = \frac{Q_{нас.мах}}{S}$, $P_{max} = p_0 \cdot S$, $x_{3max} = a$, (довжина вікна золотника відома); $\bar{x}_3, \bar{V}, \bar{R}$ відомі й перебувають у межах (0-1);

$p_0 = \Delta p_{ц} + \Sigma \Delta p_{рз} = \Delta p_{ц} + \frac{rQ^2}{x_{3max}}$, де: $r = \frac{\zeta_{р.з.}(1+k^2)\rho}{2b^2}$ з одностороннім штоком і

$r = \frac{\zeta_{р.з.}\rho}{b^2}$ з двостороннім штоком;

$\zeta_{р.з.}$ - коефіцієнт опору золотника;

b - ширина вікна золотника;

k - коефіцієнт, що враховує вплив штока;

$$Q_{нас.мах} = x_{3.мах} \sqrt{\frac{p_0}{r}}$$

ρ - густина рідини.

Після наноситься робоча точка насоса з параметрами:

$$\bar{V}_k = \frac{Q_{нас. раб}}{Q_{нас. мах}}$$

$$\bar{R}_k = \frac{P_k}{P_{мах}} = \frac{(p_{нас.раб} - \Delta p_{w.раб} - p_c)}{P_{мах}}$$

$$V_k = \frac{Q_{нас.раб}}{S}$$

$$R_k = (p_{нас.раб} - \Delta p_{w.раб} - p_c)S$$

$P_k=R_k$ - зусилля (навантаження) на робочому режимі насоса.

4. Уточнений розрахунок параметрів гідроприводу. Вибір фільтра. Визначення обсягу гідробака. Розрахунок теплового режиму гідроприводу.

За параметрами РТН проводять уточнений розрахунок із метою визначення сили, що розвивається гідроциліндром, мінімально допустимого часу переміщення штока, корисної потужності насоса, об'єму гідробака, вибору фільтра і визначення загального ККД гідроприводу.

Визначення сили P і порівняння її із заданим навантаженням.

$$P = (p_{\text{нас.роб}} - \Delta p_{w.\text{роб}} - p_c)S \geq 1,1R$$

де $P = P_k$.

Визначення часу

$$t = \frac{SL}{(Q_{\text{нас.роб}} \cdot \eta_{o.\text{ц}})} \leq t_{\text{задано}}$$

Визначення корисної потужності насоса

$$N_e = p_{\text{нас.роб}} \cdot Q_{\text{нас.роб}}$$

Визначення споживчої потужності насоса

$$N = \frac{N_e}{\eta_n}$$

Визначення корисної потужності та ККД гідроциліндра

$$N_{\text{ц}} = R \cdot v_n = \frac{P \cdot L}{t}, \quad \eta_{\text{ц}} = \frac{N_{\text{ц}}}{N_e}$$

Визначення загального ККД гідроприводу

$$\eta_{r/n} = \frac{N_{\text{ц}}}{N} = \eta_{\text{ц}} \cdot \eta_n;$$

тобто

$$= \frac{p_{\text{ц.д}} \cdot Q_{\text{ц.д}}}{p_{\text{нас.роб}} \cdot Q_{\text{нас.роб}}},$$

$$p_{\text{ц.д}} = p_{\text{нас.роб}} \cdot \eta_r \cdot \eta_m = (p_{\text{нас.роб}} - \Delta p_{w.\text{рра}} - p_c),$$

$$Q_{\text{ц.д}} = Q_{\text{нас.роб}} \cdot \eta_{o.\text{ц}}, \quad \eta_r = \frac{p_{\text{нас.роб}} - \Delta p_{w.\text{рра}} - p_c}{p_{\text{нас.роб}} \cdot \eta_m}.$$

Вибір фільтра.

Умовою вибору фільтра є $Q_{\text{сл.мах}} = kQ_{\text{нас.роб}} < Q_{\text{ном}}$ і

$p_c < p_{\text{ном}}$ у циліндрі, де:

k - коефіцієнт, що враховує вплив штока в гідроциліндрі.

Визначення об'єму гідробака.

Об'єм гідробака визначається з умови: $V_{r/б} = 60Q_{\text{нас.раб}}$ або $V_{r/б} = 180Q_{\text{min}}$

Розрахунок теплового режиму гідроприводу.

Кількість виділеного тепла становить $Q_m = \frac{N_n \cdot t}{C}$,

де: $N_n = (1 - \eta_{r/n})$ - втрати потужності в системі;

t - час роботи системи,

C - перевідний коефіцієнт тепла в роботу.

Тепловий баланс системи буде

$$A = \sum m_i c_i (t_2 - t_1) + kFt(t_2 - t_1),$$

де: $A = N_n t$ - втрати енергії в системі, Дж,

t_1 - температура навколишнього середовища,

t_2 - максимальна температура рідини,

k - середній коефіцієнт теплопередачі,

F - площа гідросистеми (приблизно визначається),

m_i - маса гідросистеми (приблизно визначається),

c_i - питома теплоємність матеріалу елементів гідроприводу.

Лекція 16. Об'ємний пневмопривод. Типова схема пневмоприводу

Будь-який об'єкт, у якому використовується газоподібна речовина, можна віднести до газових систем. Оскільки найдоступнішим газом є повітря, що складається з суміші безлічі газів, то його широке застосування для виконання різних процесів зумовлене самою природою. У перекладі з грецької *pneumatikos* - повітряний, чим і пояснюється етимологічне походження назви пневматичні системи. У технічній літературі часто використовується коротший термін - пневматика.

Пневматичні пристрої почали застосовувати ще в сиву давнину (вітряні двигуни, музичні інструменти, ковальські міхи тощо), але найширшого поширення вони набули внаслідок створення надійних джерел пневматичної енергії - нагнітачів, здатних надавати газам необхідного запасу потенційної та (або) кінетичної енергії. Пневматичний привід, що складається з комплексу пристроїв для приведення в дію машин і механізмів, є далеко не єдиним напрямком

використання повітря (у загальному випадку газу) в техніці та життєдіяльності людини. На підтвердження цього положення коротко розглянемо основні види пневматичних систем, що відрізняються як за призначенням, так і за способом використання газоподібної речовини. За наявністю і причиною руху газу всі системи можна розділити на три групи.

До першої групи віднесемо системи з природною конвекцією (циркуляцією) газу (найчастіше повітря), де рух і його напрямок зумовлено градієнтами температури і густини природного характеру, наприклад, атмосферна оболонка планети, вентиляційні системи приміщень, гірничих виробок, газоходів тощо.

До другої групи віднесемо системи із замкнутими камерами, не сполученими з атмосферою, в яких може змінюватися стан газу внаслідок зміни температури, об'єму камери, наддуву або відсмоктування газу. До них належать різні акумулювальні ємності (пневмобалони), пневматичні гальмівні пристрої (пневмобуфери), всілякі еластичні надувні пристрої, пневмогідравлічні системи паливних баків літальних апаратів і багато інших. Прикладом пристроїв з використанням вакууму в замкнутій камері можуть бути пневмозахоплення (пневмоприсоски), які є найефективнішими для переміщення штучних листових виробів (папір, метал, пластмаса тощо) в умовах автоматизованого і роботизованого виробництва.

До третьої групи слід віднести такі системи, де використовується енергія попередньо стисненого газу для виконання різних робіт. У таких системах газ переміщується магістралями з відносно великою швидкістю і має значний запас енергії. Вони можуть бути циркуляційними (замкнутими) і безциркуляційними. У циркуляційних системах відпрацьований газ повертається магістралями до нагнітача для повторного використання (як у гідроприводі). Застосування систем вельми специфічне, наприклад, коли неприпустимі витoki газу в навколишній простір або неможливе застосування повітря через його окислювальні властивості. Приклади таких систем можна знайти в криогенній техніці, де як енергоносії використовують агресивні, токсичні гази або леткі рідини (аміак, пропан, сірководень, гелій, фреони тощо).

Особливості пневматичного приводу впливають з особливостей властивостей повітря. На відміну від рідин, що застосовуються в гідроприводах, повітря, як і всі гази, має високу стисливість і малу густину в початковому атмосферному стані (близько $1,25 \text{ кг/м}^3$), значно меншу в'язкість і більшу щільність (близько $1,25 \text{ кг/м}^3$), значно меншу в'язкість і більшу плинність, причому його в'язкість істотно зростає при підвищенні температури та тиску.

Відсутність змащувальних властивостей повітря і наявність деякої кількості водяної пари, яка за інтенсивних термодинамічних процесів у змінних об'ємах робочих камер пневмомашин може конденсуватися на їхніх робочих поверхнях, перешкоджає використанню повітря без надання йому додаткових мастильних властивостей і вологозниження. У зв'язку з цим у пневмоприводах є потреба кондиціонування повітря, тобто надання йому властивостей, що забезпечують працездатність і подовжують термін служби елементів приводу.

Переваги пневмоприводу

1. Простота конструкції і технічного обслуговування. Виготовлення деталей пневмомашин і пневмоапаратів не вимагає такої високої точності виготовлення і герметизації з'єднань, як у гідроприводі, тому що можливі витоки повітря не настільки істотно знижують ефективність роботи і ККД системи. Зовнішні витоки повітря екологічно нешкідливі і відносно легко усуваються. Витрати на монтаж і обслуговування пневмоприводу дещо менші через відсутність зворотних пневмоліній і застосування в низці випадків більш гнучких і дешевих пластмасових або гумових (гумовотканинних) труб. У цьому відношенні пневмопривод не поступається електроприводу. Крім того, пневмопривод не вимагає спеціальних матеріалів для виготовлення деталей, таких як мідь, алюміній тощо, хоча в низці випадків їх використовують виключно для зниження ваги або тертя в рухомих елементах.

2. Пожежо- та вибухобезпечність. Завдяки цій перевазі пневмопривод не має конкурентів для механізації робіт в умовах, небезпечних щодо займання і вибуху газу і пилу, наприклад у шахтах із рясним виділенням метану, у деяких хімічних виробництвах, на борошномельних підприємствах, тобто там, де неприпустиме іскроутворення. Застосування гідроприводу в цих умовах можливе тільки за

наявності централізованого джерела живлення з передачею гідроенергії на відносно велику відстань, що в більшості випадків економічно недоцільно.

3. Надійність роботи в широкому діапазоні температур, в умовах запареного і вологого навколишнього середовища. У таких умовах гідро- та електропривод потребують значно більших витрат на експлуатацію, тому що за температурних перепадів порушується герметичність гідросистем через зміну зазорів та ізолювальних властивостей електротехнічних матеріалів, що в сукупності з запиленним, вологим та нерідко агресивним навколишнім середовищем призводить до частих відмов. З цієї причини пневмопривод є єдиним надійним джерелом енергії для механізації робіт у ливарному і зварювальному виробництві, у ковальсько-пресових цехах, у деяких виробництвах із видобутку та переробки сировини тощо. Завдяки високій надійності пневмопривод часто використовується в гальмівних системах мобільних і стаціонарних машин.

4. Значно більший термін служби, ніж гідро- та електроприводу. Термін служби оцінюють двома показниками надійності: гамма-відсотковим напрацюванням на відмову і гамма-відсотковим ресурсом. Для пневматичних пристроїв циклічної дії ресурс становить від 5 до 20 млн. циклів залежно від призначення і конструкції, а для пристроїв нециклічної дії близько 10-20 тис. годин. Це в 2-4 рази більше, ніж у гідроприводу, і в 10-20 разів більше, ніж у електроприводу.

5. Висока швидкодія. Тут мається на увазі не швидкість передавання сигналу (керуючого впливу), а реалізовані швидкості робочих рухів, що забезпечуються високими швидкостями руху повітря. Поступальний рух штока пневмоциліндра можливий до 15 м/с і більше, а частота обертання вихідного вала деяких пневмомоторів (пневмотурбін) до 100 000 об/хв. Ця перевага повною мірою реалізується в приводах циклічної дії, особливо для високопродуктивного устаткування, наприклад у маніпуляторах, пресах, машинах точкового зварювання, у гальмівних і фіксувальних пристроях, причому збільшення кількості пневмоциліндрів, що одночасно спрацьовують (наприклад, у багатомісних пристосуваннях для затискання деталей), практично не знижує час спрацьовування. Велика швидкість обертального руху використовується в приводах сепараторів, центрифуг, шліфувальних машин, бормашин тощо. Реалізація великих

швидкостей у гідроприводі та електроприводі обмежується їхньою більшою інерційністю (маса рідини та інерція роторів) і відсутністю демпфувального ефекту, яким володіє повітря.

6. Можливість передачі пневмоенергії на відносно великі відстані магістральними трубопроводами і постачання стисненим повітрям багатьох споживачів. У цьому відношенні пневмопривод поступається електроприводу, але значно перевершує гідропривод, завдяки меншим втратам напору в протяжних магістральних лініях. Електрична енергія може передаватися лініями електропередач на багато сотень і тисяч кілометрів без відчутних втрат, а відстань передавання пневмоенергії економічно доцільна до кількох десятків кілометрів, що реалізується в пневмосистемах великих гірничих і промислових підприємств із централізованим живленням від компресорної станції. Відомий досвід створення міської компресорної станції в 1888 р. одним із промисловців у Парижі. Вона постачала заводи і фабрики по магістралях протяжністю 48 км при тиску 0,6 МПа і мала потужність до 18500 кВт. З появою надійних електропередач її експлуатація стала не вигідною. Максимальна протяжність гідросистем становить близько 250-300 м у механізованих комплексах шахт для видобутку вугілля, до того ж у них використовується зазвичай менш в'язка водно-масляна емульсія.

7. Відсутність необхідності в захисних пристроях від перевантаження тиском у споживачів. Необхідна межа тиску повітря встановлюється загальним запобіжним клапаном, що знаходиться на джерелах пневмоенергії. Пневмодвигуни можуть бути повністю загальмовані без небезпеки пошкодження і перебувати в цьому стані тривалий час.

8. Безпека для обслуговуючого персоналу за дотримання загальних правил, що виключають механічний травматизм. У гідро- та електроприводах можливе ураження електричним струмом або рідиною в разі порушення ізоляції або розгерметизації трубопроводів.

9. Поліпшення провітрювання робочого простору за рахунок відпрацьованого повітря. Ця властивість особливо корисна в гірничих виробках і приміщеннях хімічних і металообробних виробництв.

10. Нечутливість до радіаційного та електромагнітного випромінювання. У таких умовах електрогідравлічні системи

практично непридатні. Ця перевага широко використовується в системах управління космічною, військовою технікою, в атомних реакторах тощо.

Недоліки пневмоприводу

1. Висока вартість пневмоенергії. Якщо гідро- і електропривод мають ККД, відповідно, близько 70 % і 90 %, то ККД пневмоприводу зазвичай 5-15 % і дуже рідко до 30 %. У багатьох випадках ККД може бути 1 % і менше. З цієї причини пневмопривод не застосовують у машинах із тривалим режимом роботи і великої потужності, крім умов, що виключають застосування електроенергії (наприклад, гірничодобувні машини в шахтах, небезпечних за газом).

2. Відносно велика вага і габарити пневмомашин через низький робочий тиск. Якщо питома вага гідромашин, що припадає на одиницю потужності, у 5-10 разів менша за вагу електромашин, то пневмомашини мають приблизно таку саму вагу і габарити, як останні.

3. Труднощі забезпечення стабільної швидкості руху вихідної ланки при змінному зовнішньому навантаженні і його фіксації в проміжному положенні. Водночас м'які механічні характеристики пневмоприводу в деяких випадках є і його перевагою.

4. Високий рівень шуму, що досягає 95-130 дБ за відсутності засобів для його зниження. Найгаласливішими є поршневі компресори і пневмодвигуни, особливо пневмомолоти та інші механізми ударно-циклічної дії. Найгаласливіші гідроприводи (до них відносяться приводи з шестеренними машинами) створюють шум на рівні 85-104 дБ, а зазвичай рівень шуму значно нижчий, приблизно як в електромашин, що дає змогу працювати без спеціальних засобів шумозниження.

5. Мала швидкість передавання сигналу (керуючого імпульсу), що призводить до запізнювання виконання операцій. Швидкість проходження сигналу дорівнює швидкості звуку і, залежно від тиску повітря, становить приблизно від 150 до 360 м/с. У гідроприводі та електроприводі, відповідно, близько 1000 і 300000 м/с.

Перераховані недоліки можуть бути усунені застосуванням комбінованих пневмоелектричних або пневмогідролічних приводів.

Течія повітря

Інженерні розрахунки пневмосистем зводяться до визначення швидкостей і витрат повітря під час наповнення та спорожнення резервуарів (робочих камер двигунів), а також з його плином трубопроводами через місцеві опори. Внаслідок стисливості повітря ці розрахунки значно складніші, ніж розрахунки гідравлічних систем, і повною мірою виконуються тільки для особливо відповідальних випадків. Повний опис процесів течії повітря можна знайти в спеціальних курсах газодинаміки.

Основні закономірності течії повітря (газу) такі самі, як і для рідин, тобто мають місце ламінарний і турбулентний режими течії, сталий і несталий характер течії, рівномірна й нерівномірна течія через змінний переріз трубопроводу та всі інші кінематичні й динамічні характеристики потоків. Унаслідок низької в'язкості повітря і відносно великих швидкостей режим течії в більшості випадків турбулентний.

Для промислових пневмоприводів достатньо знати закономірності усталеного характеру течії повітря. Залежно від інтенсивності теплообміну з навколишнім середовищем розрахунки параметрів повітря виконуються з урахуванням виду термодинамічного процесу, який може бути від ізотермічного (з повним теплообміном і виконанням умови $T = const$) до адіабатичного (без теплообміну).

За великих швидкостей виконавчих механізмів і течії газу через опори процес стиснення вважають адіабатичним із показником адіабати $k = 1,4$. У практичних розрахунках показник адіабати замінюють на показник політропи (зазвичай приймають $n = 1,3 \dots 1,35$), що дає змогу врахувати втрати, зумовлені тертям повітря, і можливий теплообмін.

У реальних умовах неминуче відбувається деякий теплообмін між повітрям і деталями системи і має місце так звана політропна зміна стану повітря. Весь діапазон реальних процесів описується рівняннями цього стану

$$pV^n = const$$

де n - показник політропи, що змінюється в межах від $n = 1$ (ізо-термічний процес) до $n = 1,4$ (адіабатичний процес).

В основу розрахунків течії повітря покладено відоме рівняння Бернуллі руху ідеального газу

$$\gamma z + p + \frac{\rho v^2}{2} = const$$

Доданки рівняння виражаються в одиницях тиску, тому їх часто називають "тисками": z - ваговий тиск;

p - статичний тиск;

$\frac{\rho v^2}{2}$ - швидкісний або динамічний тиск.

На практиці часто ваговим тиском нехтують і рівняння Бернуллі набуває такого вигляду:

$$p + \frac{\rho v^2}{2} = const$$

Суму статичного та динамічного тисків називають повним тиском P_0 . Таким чином, отримаємо:

$$p + \frac{\rho v^2}{2} = P_0$$

Під час розрахунку газових систем необхідно мати на увазі дві принципові відмінності від розрахунку гідросистем.

Перша відмінність полягає в тому, що визначається не об'ємна витрата повітря, а масова. Це дає змогу уніфікувати і порівнювати параметри різних елементів пневмосистем за стандартним повітрям ($\rho=1,25$ кг/м³, $v=14,9$ м/с за $p=101,3$ кПа та $t=20$ °С). У цьому разі рівняння витрат записується у вигляді:

$$Q_{m1} = Q_{m2} \text{ або } v_1 V_1 S_1 = v_2 V_2 S_2$$

Друга відмінність полягає в тому, що за надзвукових швидкостей течії повітря змінюється характер залежності витрати від перепаду тисків на опорі. У зв'язку з цим існують поняття підкритичного і надкритичного режимів течії повітря. Сенс цих термінів пояснюється нижче.

Розглянь витікання газу з резервуара через невеликий отвір за підтримання в резервуарі постійного тиску (рис. 16.1). Будемо вважати, що розміри резервуара настільки великі порівняно з розмірами вихідного отвору, що можна повністю нехтувати швидкістю руху

газу всередині резервуара, а отже, тиск, температура і густина газу всередині резервуара матимуть значення p_0 , ρ_0 і T_0 .

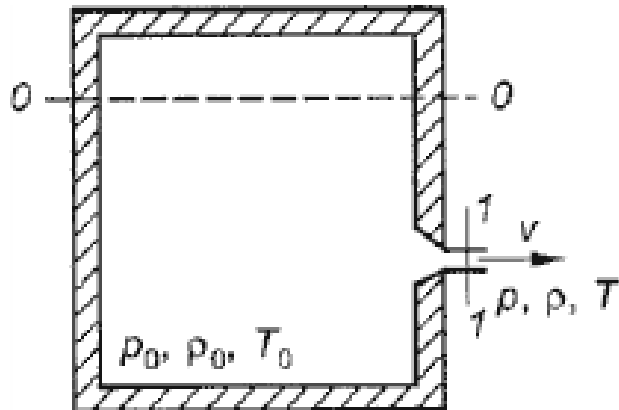


Рис.16.1 Витікання газу з отвору в тонкій стінці

Швидкість витікання газу можна визначати за формулою для витікання нестисливої рідини, тобто:

$$v = \sqrt{2gH} = \sqrt{2g \frac{P_0 - p}{\gamma_0}}$$

Масову витрату газу, що витікає через отвір, визначаємо за формулою

$$Q_m = \omega_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 \rho_0 \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

де ω_0 - площа перерізу отвору.

Відношення p/p_0 називається ступенем розширення газу. Аналіз формули (11.7) показує, що вираз, який стоїть під коренем у квадратних дужках, звертається в нуль за $p/p_0=1$ і $p/p_0=0$. Це означає, що за деякого значення відношення тисків масова витрата досягає максимуму Q_{max} . Графік залежності масової витрати газу від відношення тисків p/p_0 показано на рис.16.2.

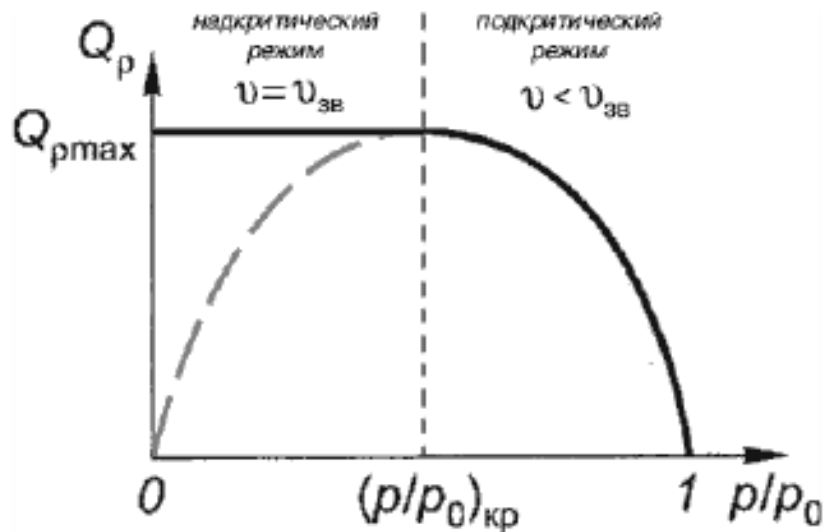


Рис.16.2. Залежність масової витрати газу від відношення тисків

Відношення тисків p/p_0 , за якого масова витрата досягає максимального значення, називається критичним. Можна показати, що критичне відношення тисків дорівнює:

$$\left(\frac{p}{p_0}\right)_{\text{кр}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

Як видно з графіка, показаного на рис.16.2, під час зменшення p/p_0 порівняно з критичним витрата має зменшуватися (пунктирна лінія) і за $p/p_0=0$ значення витрати має дорівнювати нулю ($Q_m=0$). Однак насправді це не відбувається.

Насправді за заданих параметрів p_0 , ρ_0 і T_0 витрата і швидкість витікання зростатимуть зі зменшенням тиску поза резервуаром p доти, доки цей тиск менший за критичний. При досягненні тиском p критичного значення витрата стає максимальною, а швидкість витікання досягає критичного значення, що дорівнює місцевій швидкості звуку. Критична швидкість визначається відомою формулою:

$$v_{\text{зв}} = \sqrt{k \frac{p}{\rho}}$$

Після того, як на виході з отвору швидкість досягла швидкості звуку, подальше зменшення протитиску p не може призвести до збільшення швидкості витікання, тому що, згідно з теорією поширення

малих збурень, внутрішній об'єм резервуара стане недоступним для зовнішніх збурень: він буде "замкнений" потоком зі звуковою швидкістю. Усі зовнішні малі збурення не можуть проникнути в резервуар, тому що їм перешкоджатиме потік, який має ту саму швидкість, що й швидкість поширення збурень. При цьому витрата не змінюватиметься, залишаючись максимальною, а крива витрати набуде вигляду горизонтальної лінії.

Таким чином, існує дві зони (області) течії:

підкритичний режим, за якого

$$\left(\frac{p}{p_0}\right)_{\text{кр}} < \left(\frac{p}{p_0}\right) < 1$$

надкритичний режим, за якого

$$0 < \left(\frac{p}{p_0}\right) < \left(\frac{p}{p_0}\right)_{\text{кр}}$$

У надкритичній зоні має місце максимальна швидкість і витрата, що відповідають критичному розширенню газу. Виходячи з цього, під час визначення витрат повітря попередньо визначають за перепадом тиску режим витікання (зону), а потім витрату. Втрати на тертя повітря враховують коефіцієнтом витрати μ , який з достатньою точністю можна обчислити за формулами для нестисливої рідини ($\mu=0,1\dots0,6$).

Остаточна швидкість і максимальна масова витрата в підкритичній зоні, з урахуванням стиснення струменя визначаються за формулами

$$v = \varphi \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right]};$$

$$Q_m = \mu \cdot \omega_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 \rho_0 \left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

Підготовка стисненого повітря

У промисловості використовують різні конструкції машин для подачі повітря під загальною назвою *повітродувки*. При створенні

надлишкового тиску до 0,015 МПа вони називаються *вентиляторами*, а при тиску понад 0,115 МПа - *компресорами*.

Вентилятори належать до лопатевих машин динамічної дії і крім свого основного призначення - провітрювання - застосовуються в пневмотранспортних системах і низьконапірних системах пневмоавтоматики.

У пневмоприводах джерелом енергії слугують компресори з робочим тиском у діапазоні 0,4...1,0 МПа. Вони можуть бути об'ємної (частіше поршневі) або динамічної (лопатеві) дії. Теорія роботи компресорів вивчається в спеціальних дисциплінах.

За видом джерела і способом доставки пневмоенергії розрізняють *магістральний*, *компресорний* і *акумуляторний* пневмопривід.

Магістральний пневмопривід характеризується розгалуженою мережею стаціонарних пневмоліній, що з'єднують компресорну станцію з цеховими, дільничними споживачами в межах одного або декількох підприємств. Компресорна станція обладнується кількома компресорними лініями, що забезпечують гарантоване постачання споживачів стисненого повітря з урахуванням можливої нерівномірної роботи останніх. Це досягається встановленням проміжних накопичувачів пневмоенергії (ресиверів) як на самій станції, так і на ділянках. Пневмолінії зазвичай резервуються, чим забезпечується зручність їх обслуговування і ремонту. Типовий комплект пристроїв, що входять до системи підготовки повітря, показано на принциповій схемі компресорної станції (рис. 16.3)

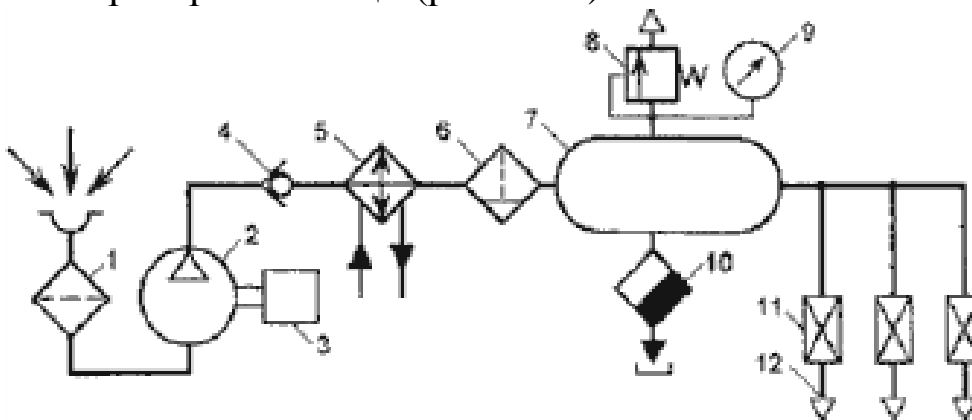


Рис.16.3 Принципова схема компресорної станції

Компресор 2 з приводним двигуном 3 всмоктує повітря з атмосфери через забірний фільтр 1 і нагнітає в ресивер 7 через зворотний клапан 4, охолоджувач 5 і фільтр-воловіддільник 6. У результаті

охолодження повітря водяним охолоджувачем 5 відбувається конденсація 70-80 % вологи, що міститься в повітрі, яку вловлює фільтр-вологовіддільник, і зі 100-відсотковою відносною вологістю повітря надходить до ресивера 7, що акумулює пневмоенергію і згладжує пульсацію тиску. У ньому відбувається подальше охолодження повітря і конденсація деякої кількості вологи, яка в міру накопичення видаляється разом із механічними домішками через вентиль 10. Ресивер обов'язково обладнується одним або кількома запобіжними клапанами 8 і манометром 9. З ресивера повітря відводиться до пневмоліній 12 через крани 11. Зворотний клапан 4 унеможливорює різке падіння тиску в пневмережі під час відключення компресора.

Компресорний пневмопривід відрізняється від вищеописаного магістрального своєю мобільністю та обмеженістю кількості споживачів, які одночасно працюють. Пересувні компресори найширше використовуються під час виконання різних видів будівельних і ремонтних робіт. За комплектом пристроїв, що входять до системи підготовки повітря, він практично не відрізняється від вищеописаної компресорної станції (водяний охолоджувач замінюється на повітряний). Подача повітря до споживачів здійснюється через гумовотканинні рукави.

Акумуляторний пневмопривід з огляду на обмежений запас стисненого повітря в промисловості застосовується рідко, але широко використовується в автономних системах керування механізмів із заданим часом дії. На рис.11.4 показано кілька прикладів акумуляторного живлення пневмосистем.

Для безперебійної подачі рідини в гідросистему або палива в двигуни внутрішнього згорання апаратів зі змінною орієнтацією в просторі застосовують наддув бака з рідиною (мал. 11.4, а) від пневмобалона 1.

Витіснення рідини з бака 5, розділеного мембраною на дві частини, забезпечується постійним тиском повітря, залежним від налаштування редукційного клапана 3 під час увімкнення електровентиля 2. Граничний тиск обмежується клапаном 4.

Система орієнтації літального апарата (рис.16.4 б) складається з керівних реактивних пневмодвигунів 4, що живляться від кульового пневмобалона 1 через редукційний клапан 2 і електроventilі

3.

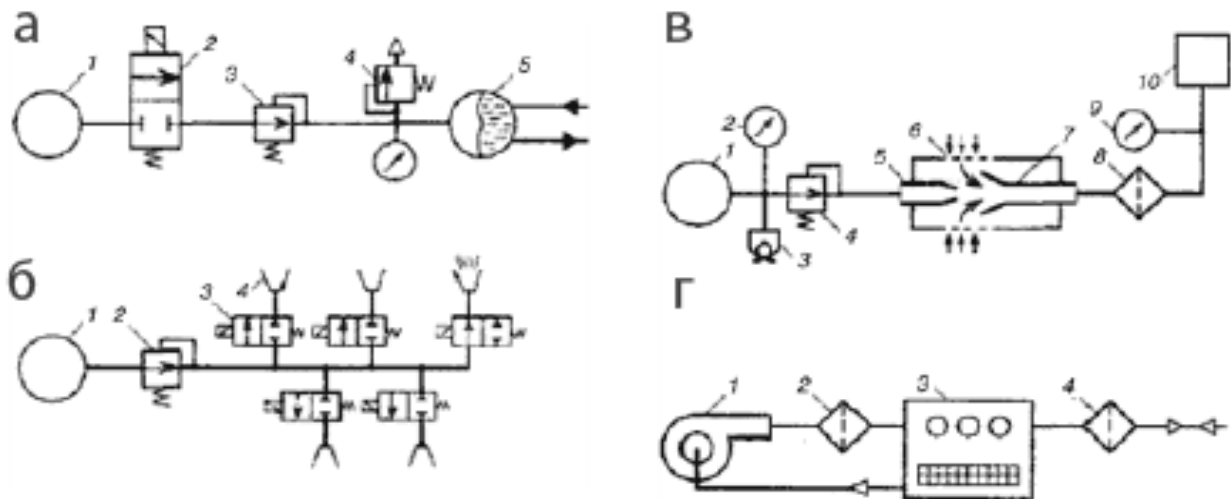


Рис.16.4 Принципові схеми акумуляторного живлення пневмосистем (а, б, в) і замкнутої пневмосистеми (г)

Для живлення систем промислової пневмоавтоматики часто використовується не тільки середній (нормальний) діапазон тиску повітря (0,118...0,175 МПа), а й низький діапазон (0,0012...0,005 МПа). Це дає змогу зменшити витрату стисненого повітря, збільшити прохідний переріз елементів і, отже, зменшити ймовірність засмічення дросельних пристроїв, а в деяких випадках отримати ламінарний режим течії повітря з лінійною залежністю $Q = f(\Delta p)$, що вельми важливо в пристроях пневмоавтоматики.

За наявності джерела високого тиску можна забезпечити живлення пневмосистеми низького тиску з великою витратою повітря за допомогою ежектора (рис. 16.4, в). Від пневмобалона високого тиску 1, обладнаного редукаційним клапаном 4, манометром 2 і зарядним клапаном 3, повітря надходить на живильне сопло 5 ежектора. При цьому всередині корпусу ежектора створюється знижений тиск, і з довкілля через фільтр 6 підсмоктується повітря, яке надходить у приймальне сопло 7 більшого діаметра. Після ежектора повітря вдруге очищається від пилу фільтром 8 і надходить до пристроїв 10 пневмоавтоматики. Манометром 9 контролюється робочий тиск, величина якого може коригуватися редуктором 4.

Усі вищеописані пневмосистеми належать до розімкнутих (безциркуляційних). На рис. 16.4, г показано замкнуту схему живлення системи пневмоавтоматики, що використовується в умовах запиленої атмосфери. Подача повітря до блока пневмоавтоматики 3

здійснюється вентилятором 1 через фільтр 2, причому всмоктувальний канал вентилятора з'єднаний із внутрішньою порожниною герметичного кожуха блоку 3, яка одночасно через фільтр тонкого очищення 4 сполучається з атмосферою. Часто як вентилятор використовують побутові електропилососи, здатні створювати тиск до 0,002 МПа.

Повітря, що надходить до споживачів, має бути очищене від механічних забруднень і містити мінімум вологи. Для цього служать фільтри-вологовідділювачі, у яких як фільтрувальний елемент зазвичай використовують тканину, картон, повсть, металокераміку та інші пористі матеріали з тонкістю фільтрації від 5 до 60 мкм. Для більш глибокого осушення повітря його пропускають через адсорбенти, що поглинають вологу. Найчастіше для цього використовують силікагель. У звичайних пневмоприводах достатнє осушення забезпечують ресивери і фільтри-вологовідділювачі, але водночас повітрю необхідно надавати змащувальних властивостей, для чого слугують мастилорозпилювачі гнотовим або ежекторним типом.

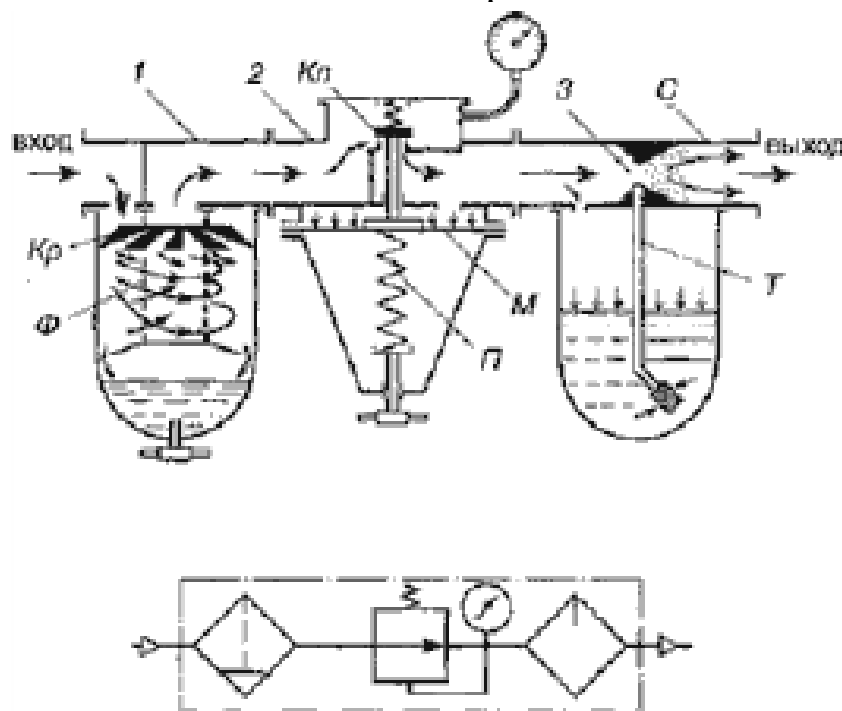


Рис.16.5 Типовий вузол підготовки повітря:
а - принципова схема; б - умовне позначення

На рис. 16.5 показано типовий вузол підготовки повітря, що складається з фільтра-вологовідділювача 1, редукційного клапана 2 і маслорозпилювача 3.

Повітря, що надходить на вхід фільтра, отримує обертальний рух завдяки нерухомій крильчатці Kp . Відцентровою силою частинки вологи і механічних домішок відкидаються до стінки прозорого корпусу і осідають у його нижню частину, звідки в міру необхідності видаляються через зливний кран. Вторинне очищення повітря відбувається в пористому фільтрі Φ , після якого воно надходить на вхід редуктора, де відбувається дроселювання через зазор клапана $Kл$, величина якого залежить від вихідного тиску над мембраною M . Збільшення зусилля стиснення пружини P забезпечує збільшення зазору клапана $Kл$, а отже, вихідного тиску. Корпус маслорозпилювача 3 робиться прозорим і заповнюється через пробку мастилом. Створюваний на поверхні мастила тиск витісняє його через трубку T вгору до сопла C , де мастило ежектується і розпорошується потоком повітря. У мастилорозпилювачах гнотового типу замість трубки T встановлений гніт, по якому мастило надходить у розпилювальне сопло за рахунок капілярного ефекту.

Виконавчі пневматичні пристрої

Виконавчими пристроями пневмоприводів називаються різні механізми, що забезпечують перетворення надлишкового тиску повітря або вакууму в робоче зусилля. Якщо при цьому робочий орган здійснює рух відносно пневмопристрою, то його називають пневмодвигуном, а якщо руху немає або він відбувається спільно з пневмопристроєм, то його називають пневмопритиском або пневмозахопленням.

Пневмодвигуни можуть бути, як і гідродвигуни, обертальної або поступальної дії і називаються, відповідно, пневмомоторами і пневмоциліндрами. Конструктивне виконання цих пристроїв багато в чому схоже на їхні гідравлічні аналоги. Найбільшого застосування набули шестеренні, пластинчасті та радіально-поршневі пневмомотори об'ємної дії. На рис. 11.6, а показано схему радіально-поршневого мотора з передачею крутного моменту на вал через кривошипно-шатунний механізм.

У корпусі 1 симетрично розташовані циліндри 2 з поршнями 3. Зусилля від поршнів передається на колінчастий вал 5 через шатуни 4, прикріплені шарнірно до поршнів і кривошипа колінчастого вала. Стиснене повітря підводиться до робочих камер каналами 8, які по черзі сполучаються з впускним *Вп* і вихлопним *Вх* каналами розподільного золотника 6, що обертається синхронно з валом мотора. Золотник обертається в корпусі розподільного пристрою 7, до якого підведені магістралі впуску і вихлопу повітря.

Радіально-поршневі пневмомотори є відносно тихохідними машинами з частотою обертання вала до 1000...1500 об/хв. Більш швидкохідні шестеренні та пластинчасті мотори (2000...4000 об/хв), але найбільш швидкохідними (до 20000 об/хв і більше) можуть бути турбінні пневмомотори, в яких використовується кінетична енергія потоку стисненого повітря. Зокрема, такі мотори використовуються для обертання робочих коліс вентиляторів на гірничих підприємствах.

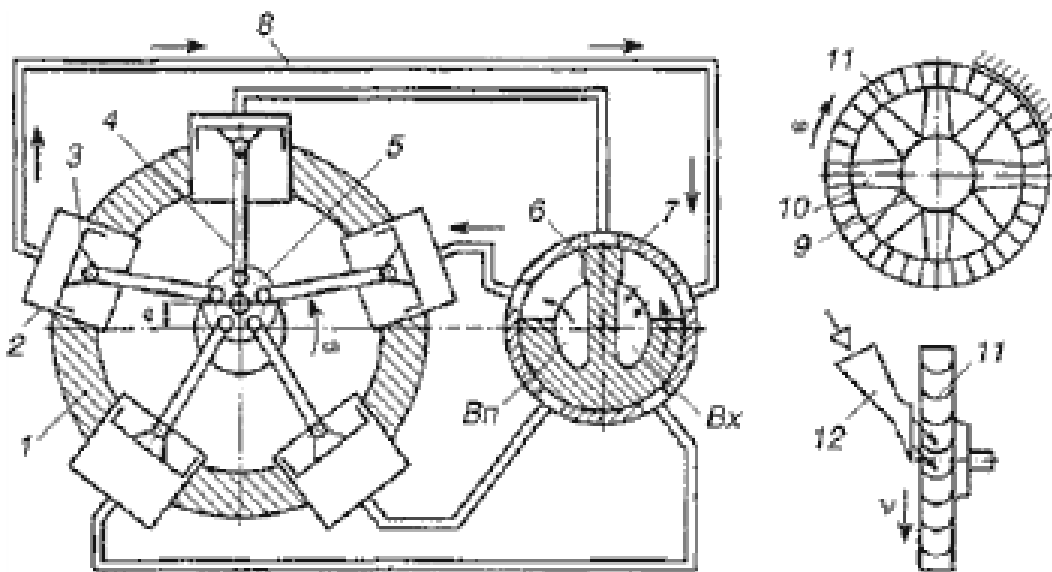


Рис. 16.6 Схеми пневмомоторів об'ємної (а) і динамічної (б) дії

На рис.16.6, б показано схему пневмоприводу колеса вентилятора, що складається з маточини 9 з лопаток 10, до яких жорстко прикріплений обід, що обертається, з лопатками пневмомотора 11. Потік стисненого повітря, що витікає з сопла 12 по дотичній до вигнутих лопаток 11, віддає свою енергію і змушує обертатися колесо вентилятора з великою швидкістю. Описаний пристрій можна назвати

пневмоперетворювачем, що перетворює потік повітря високого тиску на потік низького тиску з набагато більшою витратою.

Пневмопривод вирізняється великою різноманітністю оригінальних виконавчих пристроїв з еластичними елементами у формі мембран, оболонок, гнучких ниток, рукавів тощо. Їх широко використовують у затискних, фіксувальних, перемикальних і гальмівних механізмах сучасних автоматизованих виробництв. До них належать мембранні та сільфонні пневмоциліндри з відносно малою величиною робочого ходу штока. Плоска гумова мембрана дає змогу отримати переміщення штока на $0,1 \dots 0,5$ від її ефективного діаметра. При виконанні мембрани у формі гофрованої панчохи робочий хід збільшується до декількох діаметрів мембрани. Такі пневмоциліндри називаються сільфонними. Вони можуть бути із зовнішнім і внутрішнім підведенням повітря. У першому випадку довжина гофрованої трубки під дією тиску зменшується, у другому збільшується за рахунок деформації гофрів. Як еластичний елемента застосовується гума, гумотканини та синтетичні матеріали, а також тонколистова сталь, бронза, латунь.

Збільшення швидкості виконання операцій у багатьох випадках досягається застосуванням пневмозахоплень, схеми яких показано на рис. 16.7.

Для переміщення листових виробів використовують пневмоприсоски, що належать до вакуумних захоптів безнасосного і насосного типу. У захопленнях безнасосного типу (рис. 16.7, а) вакуум у робочій камері K створюється під час деформації самих елементів захоплення, виконаних у вигляді гнучкої тарілки, яка прилягає своєю кромкою до деталі, та рухомим поршнем, до якого прикладається зовнішнє зусилля. Величина вакууму під час підйому деталі пропорційна її вазі та зазвичай буває не більше 55 кПа. Для забезпечення кращого притягання, особливо для недостатньо гладкої поверхні деталі, застосовують захвати насосного типу, у яких повітря з робочої камери відсмоктується насосом до глибини вакууму 70...95 кПа.

Часто застосовують прості пристрої ежекторного типу (рис. 16.7, б), у яких кінетичну енергію струменя рідини, пари або повітря використовують для відсмоктування повітря з робочої камери K , що міститься між присоскою $П$ і деталлю. Стиснене повітря, що надходить на вхід A , проходить із великою швидкістю через сопло B

ежектора і створює знижений тиск у камері *B* і каналі *Г*, що сполучається з робочою камерою *К*.

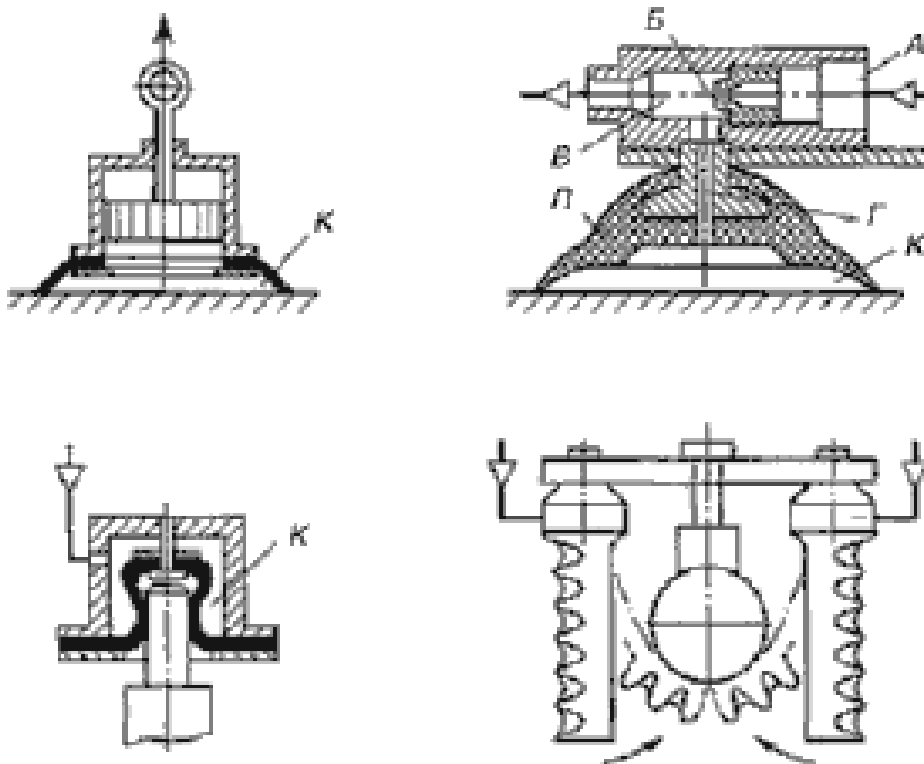


Рис. 16.7 Схеми пневмозахватів

Для затискання деталей циліндричної форми застосовують пневмозахвати, виконані за схемами *в* і *г* (рис. 16.7). Під час підведення повітря в робочу камеру *К* пружний циліндричний ковпачок охоплює шийку вала і створює зусилля, достатнє для його затискання. На схемі *г* показано двосторонній пневмозахват, робочими елементами якого слугують сильфони з одностороннім гофром. При створенні надлишкового тиску всередині сильфона гофрований бік розтягується на більшу довжину, ніж гладкий, що спричиняє переміщення незакріпленої (консольної) сторони трубки в напрямку деталі, що охоплюється. Такими пристроями можна фіксувати деталі не тільки круглої форми, а й з будь-якими фасонними поверхнями.

У низці випадків виникає потреба в переміщенні робочих органів на великі відстані до 10...20 м і більше по прямолінійній або викривленій траєкторії. Застосування звичайних штокових пневмоциліндрів обмежене робочим ходом до 2 м. Конструкції безштокових пневмоциліндрів, що задовольняють цим вимогам, показані на рис.16.8.

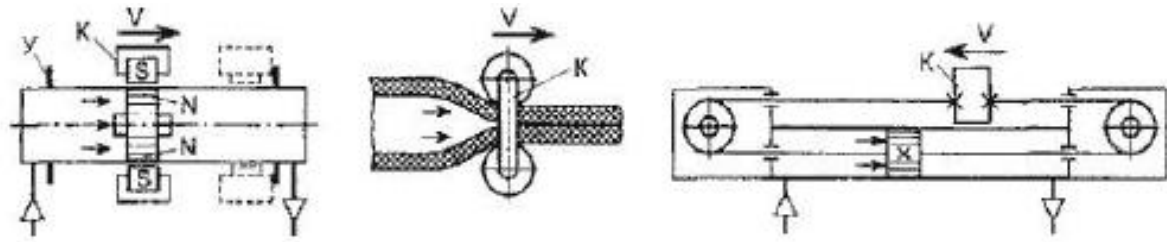


Рис. 16.8 Схеми безштокових пневмодвигунів поступального руху

Відсутність жорсткого штока дає змогу практично вдвічі зменшити довжину циліндра у висунутому положенні. На схемі а показано довгоходовий пневмоциліндр з передачею зусилля через сильний постійний магніт. Абсолютно герметична гільза циліндра виконана з немагнітного матеріалу, а її внутрішня порожнина розділяється поршнем на дві камери, до яких підводиться стиснене повітря. У поршні та каретці K , з'єднаній із робочим органом, вбудовано протилежні полюси магніту S і N , взаємодія яких забезпечує передавання рушійного зусилля на каретку, яка ковзає по напрямних на зовнішній поверхні гільзи. Хід каретки обмежується кінцевими упорами U .

Практично необмежену довжину ходу мають пневмоциліндри з еластичною гільзою (рис.16.8), яку охоплюють два ролики, з'єднані кареткою K . Такі пневмоциліндри дуже ефективні для переміщення штучних вантажів складною траєкторією та в приводах із невеликими робочими зусиллями.

Пневмоциліндр із гнучким штоком показано на схемі рис. 16.8, в. У такій конструкції тягове зусилля передається на каретку K від поршня через гнучкий елемент (зазвичай сталевий трос, облицьований еластичною пластмасою), що охоплює обвідний і натяжний ролики, розташовані на кришках циліндра.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Романенко Є.І. Методичні вказівки до лабораторних робіт з дисципліни “Гідравліка споруд”. Харків, ХНАДУ, 2005. – 28 с.
2. Ермолаев В.Я. Гидравлические машины (конспект лекций) Харків, ХНАДУ, 2008. – 58 с.
3. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі. Підручник / В.А. Дідур, О.Д. Савченко, Д.П.Журавель, С.І. Мовчан – К. : Аграрна освіта, 2008. – 577 с. ; іл.
4. Константинов Ю.М. Технічна механіка рідини і газу / Ю.М. Константинов, О.О. Гіжа – К.: Вища школа, 2002. – 277 с.
5. Левицький Б.Ф., Ленін Н.П. Гідравліка. Загальний курс. – Львів: Світ, 1994 – 264 с.
6. Гідравліка, гідро- та пневмопривод: підручник / за ред. О. О. Федорця, О. Ф. Саленка. – 2-ге вид., переробл. і доповн. – К. : Знання, 2009. – 502 с.