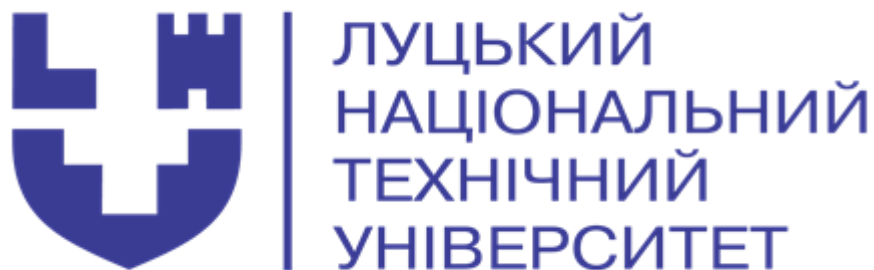


**Міністерство освіти і науки України**



**ГІДРАВЛІКА, ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВОДИ  
конспект лекцій  
для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти  
освітньої програми «Агроінженерія»  
галузі знань Н Сільське, лісове, рибне господарство та  
ветеринарна медицина  
спеціальності Н7 Агроінженерія денної та заочної форм навчання**

Луцьк - 2025

УДК 621.6:631.3(075.8)

До друку

Голова вченої ради факультету аграрних технологій та екології ЛНТУ  
\_\_\_\_\_ Р.В. Кірчук

Електронна копія друкованого видання передана для внесення в репозитарій ЛНТУ  
Директор бібліотеки \_\_\_\_\_ Н.П. Поліщук

Затверджено вченою радою факультету аграрних технологій  
та екології ЛНТУ,  
протокол № \_\_\_\_ від « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2025 року.

Розглянуто і схвалено на засіданні кафедри лісового господарства,  
протокол №\_\_ від «\_\_» \_\_\_\_\_2025 року.  
Завідувач кафедри лісового господарства \_\_\_\_\_ В.О. Волянський

Укладачі: \_\_\_\_\_ О.П.Герасимчук, кандидат технічних наук, доцент кафедри лісового господарства ЛНТУ;

Рецензент: \_\_\_\_\_ Р.В.Кірчук, кандидат технічних наук, професор, декан факультету аграрних технологій та екології ЛНТУ.

Відповідальний за випуск: \_\_\_\_\_ В.О. Волянський, кандидат сільськогосподарських наук, доцент, завідувач кафедри лісового господарства ЛНТУ.

Г36 **Гідравліка, гідро- та пневмоприводи** [текст]: конспект лекцій для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти освітньої програми «Агроінженерія» галузі знань Н Сільське, лісове, рибне господарство та ветеринарна медицина спеціальності Н7 Агроінженерія денної та заочної форм навчання / уклад. О.П.Герасимчук. – Луцьк : ЛНТУ, 2025. 152 с.

Методичне видання містить систематизований виклад основних положень курсу «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи». У конспекті розглянуто фізичні властивості рідин, закони гідростатики й гідродинаміки, принципи роботи гідравлічних машин і приводів, а також будову й функціонування пневматичних систем. Матеріал орієнтований на формування у здобувачів знань і практичних навичок з експлуатації, розрахунку та обґрунтування параметрів гідро- та пневмосистем галузі аграрної інженерії.

## ЗМІСТ

<b>Тема 1. Вступ. Гідравлічні та пневматичні системи в агроінженерії.....</b>	<b>5</b>
1.1. Значення дисципліни та її місце в системі підготовки бакалаврів з агроінженерії.....	5
1.2. Основні терміни та базові параметри гідравлічних і пневматичних систем.....	6
1.3. Структура гідравлічної системи та функції її елементів.....	9
1.4. Порівняння типів приводів у сільськогосподарських машинах.....	12
<b>Тема 2 Робоча рідина.....</b>	<b>16</b>
2.1. Визначення рідини, види рідин, текучість та сили, що діють на рідин.....	16
2.2. Фізичні властивості краплинних і газоподібних рідин.....	16
2.3 Робочі рідини гідроприводів.....	23
<b>Тема 3 Фізичні основи гідравліки.....</b>	<b>27</b>
3.1. Гідростатичний тиск.....	27
3.2. Прилади для виміру гідростатичного тиску.....	28
3.3. Основне рівняння гідростатики. Закон Паскаля.....	33
3.4. Сила тиску рідини. Гідростатичний парадокс.....	35
3.5. Закон Архімеда. Рівновага і стійкість тіл, занурених у рідину.....	41
3.6. Види руху рідини. Струменевий рух.....	44
3.7. Гідравлічні елементи потоку.....	45
3.8. Рівняння витрат та рівняння нерозривності потоку рідини.....	46
3.9. Рівняння Бернуллі та його практичне застосування.....	47
3.10. Режими руху рідини.....	52
3.11. Втрати тиску та напору. Гідравлічні опори.....	53
3.12. Витікання рідини з отворів і через насадки.....	59
3.13. Рух рідини в напірних трубопроводах.....	65
3.14. Потужність. Кавітація.....	70
3.15. Гідравлічний удар у трубах.....	71
<b>Тема 4. Гідравлічні та пневматичні машини.....</b>	<b>72</b>
4.1. Поняття насосів та їх види.....	72
4.2. Динамічні насоси.....	74
4.3. Об'ємні насоси.....	75
4.4. Поняття гідродвигунів та їх види.....	78
4.5. Гідроциліндри.....	79
4.6. Гідромотори.....	84
4.7. Компресори.....	85
4.8. Вентилятори.....	87
<b>Тема 5 Гідравлічні та пневматичні апарати.....</b>	<b>90</b>
5.1. Розподільники.....	90
5.2. Клапани.....	93
5.3 Апарати управління витратою.....	96
5.4. Пристрої, що здійснюють підготовку робочого середовища.....	97

<b>Тема 6. Гідравлічні та пневматичні приводи.....</b>	<b>99</b>
6.1. Гідравлічний об'ємний привод.....	99
6.2. Гідравлічний слідкуючий привод.....	114
6.3. Гідродинамічні і гідромеханічні передачі.....	121
6.4. Пневматичний привод.....	124
6.5. Гідропневмотранспорт.....	128
<b>Тема 7. Гідро- і вітроенергетичні установки, водне господарство та гідромеліорація.....</b>	<b>132</b>
7.1. Гідроенергетичні установки.....	132
7.2. Вітроенергетичні установки.....	134
7.3. Водні ресурси.....	136
7.4. Водне господарство.....	138
7.5. Сільськогосподарське водопостачання.....	140
7.6. Гідромеліорація.....	142
<b>Список використаних джерел.....</b>	<b>145</b>
<b>Додаток. Фізичні величини і їх одиниці вимірювання.....</b>	<b>146</b>

# ТЕМА 1. ВСТУП. ГІДРАВЛІЧНІ СИСТЕМИ ТА ПРИВОДИ В СІЛЬСЬКОГОПОДАРСЬКИХ МАШИНАХ

## 1.1. Значення дисципліни та її місце в системі підготовки бакалаврів з агроінженерії

Дисципліна «Гідравліка, гідро- та пневмоприводи» є інженерною складовою підготовки фахівця з агроінженерії. Значна кількість сучасних сільськогосподарських машин і енергетичних засобів містить системи, у яких передавання енергії, керування рухами та формування робочих зусиль здійснюється саме за допомогою рідини під тиском або стисненого повітря. На практиці це означає, що фахівець, який добре розуміє роботу гідро- і пневмосистем, здатний не лише експлуатувати техніку, а й свідомо оцінювати її технічний стан, правильно підбирати режими роботи, запобігати відмовам і приймати інженерні рішення при модернізації, ремонті та налаштуванні машин у виробничих умовах.

Гідро- та пневмоприводи забезпечують виконання наступних функцій сільськогосподарських машин: піднімання й опускання навісного обладнання, регулювання глибини та положення робочих органів, керування переміщенням рам, секцій і механізмів складання, роботу гідромоторів транспортерів, шнеків, вентиляторів, дозувальних систем, приводів робочих органів збиральної техніки, а також функціонування рульового керування, гальмівних підсилювачів, гідростатичних трансмісій і допоміжних систем. Пневмосистеми, своєю чергою, широко використовуються в приводах дискретної дії та автоматизації: керування заслінками, затискачами, перемикачами потоків матеріалу, швидкими виконавчими операціями, а також у системах підготовки та транспортування робочих середовищ.

Майбутні фахівці повинні вміти читати будь-яку гідравлічну або пневматичну систему як логічну технічну конструкцію: бачити, де створюється енергія потоку, як вона керується апаратурою, як перетворюється на рух чи зусилля, які параметри є визначальними для працездатності та безпеки, і як ці параметри пов'язані між собою. Саме тому дисципліна стоїть на межі між фундаментальними знаннями (властивості рідин і газів, та фізичні закони) та прикладною інженерією (насоси й компресори, клапани й розподільники, гідроциліндри та гідромотори, принципові схеми приводів, алгоритми розрахунку).

З практичної точки зору основними характеристиками гідропривода є три величини: тиск, витрата і потужність. Їх розуміння дозволяє інженеру виконати найважливіше: визначити параметри режиму роботи системи, оцінити можливості навантаження приводу, зрозуміти причини перегріву, падіння швидкості, нестійкості руху, кавітації, ударних явищ та інших проблем експлуатації. Для пневмопривода логіка подібна, але доповнюється суттєвою відмінністю газу – стисливістю, що впливає на динаміку, точність позиціонування та енергетичні втрати.

Важливий аспект зв'язку дисципліни з агроінженерією полягає в тому, що

сільськогосподарські машини працюють у специфічному середовищі: пил, бруд, волога, сезонні перепади температур, тривалі цикли під навантаженням, вібрації, обмежені можливості сервісу в польових умовах. Через це гідро- та пневмосистеми повинні бути не лише працездатними, а й надійними, ремонтпридатними та безпечними. Дисципліна підводить студента до розуміння, що реальна інженерія – це завжди компроміс між потужністю, точністю керування, енергоефективністю, вартістю, простотою обслуговування та ресурсом елементів. Наприклад, вибір між дросельним і об'ємним регулюванням швидкості – це рішення, яке визначає нагрівання рідини, витрату палива, стабільність руху робочого органа та довговічність насосного обладнання.

Таким чином, дисципліна виконує одразу кілька ключових функцій у підготовці бакалавра. По-перше, вона дає фундамент для розуміння фізичних процесів у рідинах і газах та формує апарат розрахунків, без якого неможливий професійний аналіз приводів. По-друге, вона створює основу для вивчення спеціальних дисциплін і тем, де присутня гідравліка сільськогосподарської техніки: експлуатація і сервіс машин, трактори й автомобілі, системи автоматизації, точне землеробство, енергозасоби та технологічні комплекси. По-третє, вона формує практичні уміння, які потрібні на виробництві: читання принципових схем, підбір основних елементів, розуміння причин типових несправностей, грамотне використання вимірювальних приладів (тиск, витрата, температура), а також дотримання правил безпеки при роботі з високим тиском і стисненим повітрям.

У підсумку призначення дисципліни можна сформулювати як підготовку здобувача до того, щоб він умів інженерно мислити про гідро- та пневмоприводи сільськогосподарських машин: розуміти принципи їх роботи, оцінювати й обґрунтовувати параметри режимів, добирати технічно доцільні рішення і забезпечувати надійну експлуатацію в реальних умовах виробництва.

## **1.2. Основні терміни та базові параметри гідравлічних і пневматичних систем**

Для опанування гідравліки, гідро- та пневмоприводів необхідно однозначно визначити базові терміни, якими описують будову систем, принцип їх роботи та параметри режимів. Чітке розрізнення понять «гідравлічна система», «гідропривод», «пневматична система», «пневмопривод», а також розуміння фізичного змісту тиску і витрати забезпечують правильне читання схем, виконання розрахунків і обґрунтування технічних рішень під час експлуатації сільськогосподарських машин.

**Гідравліка** як інженерна дисципліна вивчає закони рівноваги й руху рідин, а також методи розрахунку елементів і систем, у яких робоче середовище передає енергію, забезпечує керування та виконує функції енергетичного зв'язку між джерелом і виконавчим механізмом. У межах даного курсу гідравліка є теоретичною основою для вивчення гідроприводів і пневмоприводів сільськогосподарських машин.

Характерною рисою сучасного виробництва є широке використання в устаткуванні високотехнологічних, однотипних за функціональним призначенням і конструкцією компонентів загального застосування. В першу чергу, до таких компонент відносяться різного роду приводи і системи.

**Системою називають сукупність взаємозв'язаних елементів, об'єднаних єдиною метою і загальним алгоритмом функціонування.** Якщо елементами є технічні пристрої, взаємодія яких здійснюється за допомогою рідини або повітря, то такі системи називають відповідно **гідравлічними і пневматичними**, або скорочено гідро- і пневмосистемами. Рідину або стиснуте повітря, що використовується в них, називають **робочим середовищем (енергоносієм)**.

Можна виділити **природні гідравлічні системи**, наприклад річки та їх системи, ґрунтові пласти, насиченні рідиною та **технічні гідравлічні системи**, наприклад системи водопостачання, газопостачання, каналізації, гідропривод (рис. 1).

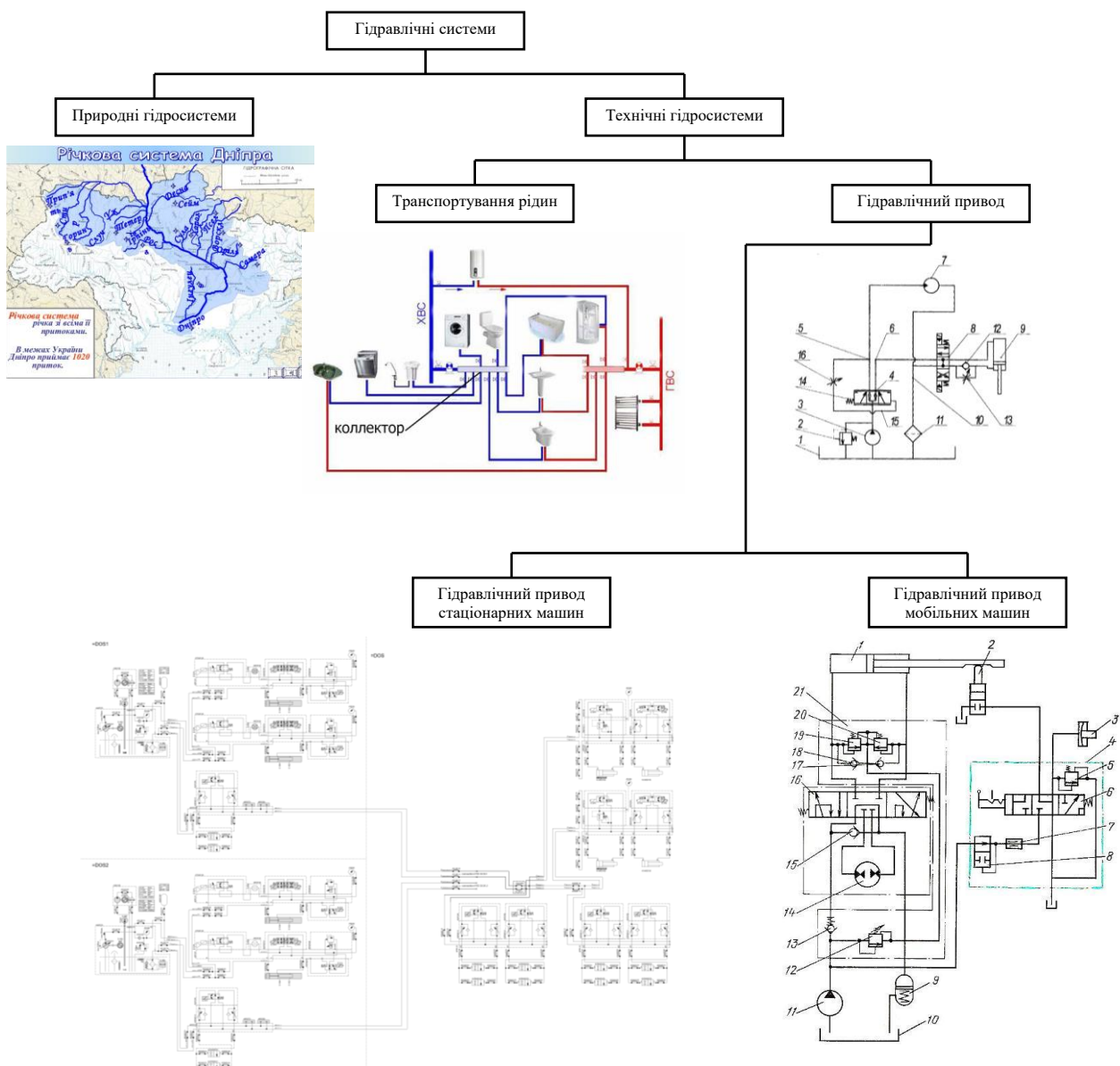


Рисунок 1 – Види гідравлічних систем

З наведених визначень випливає важливе положення: кожний гідропривод є гідравлічною системою, але не кожна гідравлічна система є гідроприводом, оскільки частина гідросистем не призначена для створення керованих зусиль і переміщень. Наприклад, система водопостачання є гідравлічною системою транспортування рідини, тоді як гальмівна система (за умови гідравлічного принципу дії) є одночасно гідравлічною системою та гідроприводом, оскільки забезпечує утворення керованого зусилля на виконавчих механізмах.

Опис режиму роботи гідро- або пневмопривода базується на параметрах, які підлягають вимірюванню та розрахунку: тиск, витрата, сила, швидкість, потужність, втрати енергії (табл 1.1). Саме через ці величини визначаються можливості привода щодо виконання технологічних операцій, оцінюється його енергоефективність і забезпечується коректний вибір елементів системи.

Таблиця 1.1 – Базові параметри привода та їх фізичний зміст

Параметр	Позначення	Одиниці SI	Фізичний зміст
Тиск	<b>p</b>	Па (частіше МПа)	Характеризує навантажувальну здатність системи та визначає зусилля, яке може створити виконавчий механізм.
Витрата	<b>Q</b>	м <sup>3</sup> /с (частіше л/хв)	Визначає інтенсивність потоку робочого середовища та впливає на швидкість переміщення виконавчих механізмів.
Сила	<b>F</b>	Н	Зусилля виконавчого механізму (для циліндрів – на штоку).
Швидкість	<b>v</b>	м/с	Швидкість поступального руху виконавчого механізму.
Потужність	<b>N</b>	Вт (кВт)	Енергія потоку або привода, що передається за одиницю часу.
Втрати тиску, напор	<b>Δp, Δh</b>	Па, м	Втрати енергії в лініях і апаратурі через опір потоку.

Принципова відмінність гідро- і пневмоприводів визначається властивостями робочого середовища. Рідина в більшості інженерних задач розглядається як практично нестислива, тоді як повітря є стисливим. Це впливає на характер руху, точність позиціонування, динамічні явища та енерговитрати в системі (табл 1.2).

Таблиця 1.2 – Порівняння робочого середовища гідро- та пневмоприводів

Ознака	Гідропривод (рідина)	Пневмопривод (повітря)
Стисливість	Дуже мала (в багатьох задачах можна нехувати)	Значна
Типові зусилля	Високі	Середні або невеликі
Точність руху та утримання навантаження	Вища	Нижча без спеціальних технічних рішень
Вимоги до середовища	Чистота, фільтрація, температурний режим	Фільтрація, осушення, за потреби змащення
Особливості експлуатації	Критичність витоків, вплив нагрівання	Втрати через виток повітря, чутливість до вологи, шум

### 1.3. Структура гідравлічної системи та функції її елементів

Структура гідропривода в загальному випадку будується за принципом послідовного перетворення енергії: механічна енергія первинного двигуна через насос перетворюється на енергію потоку робочої рідини, далі за допомогою апаратури керування та регулювання формується потрібний режим, а виконавчий механізм перетворює енергію потоку на механічну роботу (лінійний або обертальний рух). Паралельно забезпечуються допоміжні функції: накопичення та підготовка робочої рідини, фільтрація, охолодження або нагрівання, контроль параметрів, захист від перевантажень і аварійних режимів.

Незалежно від конкретної машини, елементи гідропривода можна групувати за їх функціональним призначенням (табл 1.3)

Таблиця 1.3 – Функціональні групи елементів гідропривода та їх призначення

Функціональна група	Призначення в системі	Типові елементи (приклади)
Джерело енергії	Створення потоку рідини, необхідного для роботи системи	Насос (шестеренний, пластинчастий, аксіально-поршневий), привод насоса (ДВЗ/електродвигун), насосна станція
Робоче середовище та його підготовка	Передавання енергії; забезпечення потрібних властивостей рідини (чистота, температура, дегазація)	Робоча рідина; бак; фільтри (всмоктувальний/напірний/зливний); охолоджувач/підігрівач; сапун; індикатори забруднення
Апарати керування напрямом	Зміна напрямку потоку та організація робочих циклів	Розподільники (з ручним, електромагнітним, гідравлічним керуванням), гідрозамки в окремих схемах
Апаратура регулювання тиску	Формування та обмеження тиску; захист від перевантажень; підтримання заданого тиску	Запобіжні клапани; редуційні клапани; переливні клапани; клапани послідовності
Апаратура регулювання витрати	Регулювання швидкості руху виконавчих механізмів та стабілізація режимів	Дроселі; регулятори потоку; дросельно-зворотні клапани
Виконавчі механізми	Перетворення енергії потоку в механічну роботу	Гідроциліндри (одно-/двосторонньої дії); гідромотори; поворотні гідродвигуни
Гідролінії та з'єднання	Передавання потоку між елементами системи з мінімальними втратами та забезпечення герметичності	Трубопроводи; рукави високого тиску; штуцери; фітинги; ущільнення
Контроль безпеки	Контроль параметрів режиму; забезпечення безпечної експлуатації	Манометри; датчики тиску та температури; запобіжні пристрої; аварійні клапани; зливні лінії

Функціонально близькою за логікою є структура пневмопривода, однак через стисливість повітря обов'язковою є стадія підготовки повітря та накопичення (осушення, фільтрація, стабілізація тиску, ресивер).

Практична цінність наведеного поділу полягає в тому, що він дозволяє безпосередньо пов'язати теорію з вузлами сільськогосподарських машин. Наприклад, у навісній системі трактора джерелом енергії є насос, апаратом керування – розподільник, виконавчим механізмом — гідроциліндр підйому, а

безпека забезпечується запобіжним клапаном; у рульовому керуванні виконавчим механізмом виступає гідромотор-дозатор або гідроциліндр, а стабільність режимів визначається характеристиками регулюючої апаратури та втратами в лініях (табл 1.4).

Таблиця 1.4 – Приклади гідроприводів у сільськогосподарських машинах та ключові елементи

Приклад привода	Функції	Основні елементи
Навісна система трактора	Підйом та опускання та утримання навісного агрегату	Насос, розподільник, запобіжний клапан, гідроциліндр(и), бак, фільтри, лінії
Рульове керування	Кероване повертання коліс із підсиленням	Насос або гідростатична система, розподільник, виконавчий гідроциліндр, запобіжна та регулююча апаратура
Гідравлічні гальма	Створення керованого гальмівного зусилля	Гідроциліндри, трубопроводи, робоча рідина, додаткові апарати керування
Приводи робочих органів (шнеки, транспортери, вентилятори)	Обертання робочого органу з регулюванням швидкості	Насос, регулятори витрати, розподільник, гідромотор, лінії, захисна апаратура

Таким чином основні складові частини гідравлічної системи можна узагальнити у вигляді схеми (рис. 1.2)



Рисунок 1.2.– Складові частини гідравлічної системи

Під час аналізу структури системи важливо розрізнити лінії високого тиску (напірні), зливні лінії, дренажні лінії (для відводу витоків у деяких агрегатах), а також лінії керування в системах з гідравлічним керуванням. Це дозволить пояснювати принципи роботи схем, причини втрат енергії, нагрівання рідини та появу нестійких режимів.

**Енергозабезпечуюча частина системи** призначена для підготовки робочого черевовища. Центральним конструктивним елементом енергозабезпечуючих частини гідросистем є **гідравлічний насос**. Цей конструктивний вузол гідросистеми виробляє гідравлічну енергію шляхом перетворення механічної потужності приводного двигуна. Він засмоктує робочу рідину з гідробака і, долаючи наявні опору, подає її в мережу трубопроводів гідравлічної системи. Тиск в гідросистемі створюється лише в тому випадку, якщо рідина, що протікає в ній долає опір.

В енергозабезпечуючих частини гідросистеми розміщені також **пристрої**,

**що здійснюють підготовку робочої рідини.** В середині гідросистеми в результаті механічного зносу різних деталей, нагрівання масла і його старіння, а також під впливом чинників навколишнього середовища безперервно з'являються сторонні речовини (забруднення). З метою видалення з робочої рідини сторонніх часток в замкнутий контур, по якому відбувається її циркуляція, вбудовують фільтри. Заважають роботі гідросистеми вода і гази, що містяться в робочій рідині, тому вони повинні віддалятися.

Додатково з метою підготовки робочої рідини в гідросистемі встановлюють **підігрівачі** або **охолоджувачі**. Необхідні для цього витрати визначаються конкретними вимогами до гідросистемі.

**Гідробак**, що служить для розміщення робочої рідини, також використовується для її підготовки, оскільки в ньому здійснюється: фільтрація і газовиділення; охолодження через поверхню бака.

**Робоча рідина** є тим середовищем, за допомогою якої здійснюється передача гідравлічної енергії від енергозабезпечуючої частини гідросистеми до її виконавчої (приводної) частини, тобто до гідравлічних циліндрах або гідравлічних двигунів. Властивості робочих рідин, що застосовуються в гідросистемах, дуже різні, тому їх вибір визначається конкретними умовами використання системи та завданнями для вирішення яких призначена гідросистема.

**Гідроапарати** - це пристрої, що використовуються для управління потоком рідини. З їх допомогою можна управляти напрямком протікання рідини, тиском, об'ємною витратою, і тим самим швидкістю потоку або ж регулювати ці параметри.

Можна виділити **основні чотири типи гідроапаратів** в залежності від виконуваних ними завдань:

**Розподільники** – пристрої, з допомогою яких управляють потоком рідини, і тим самим - напрямком руху і позиціонуванням робочих елементів гідросистеми. Розподільники можуть приводитися в дію вручну або механічними, електричними, пневматичними та гідравлічними приводами. Гідроапарати цього типу перетворюють і підсилюють сигнали (електричні, пневматичні або ручні) і є пристроями з'єднання між енергетичної та керуючої частинами гідросистеми.

**Клапани тиску** служать для управління величиною тиску у всій гідросистемі в цілому, або в якій-небудь її частині. Принцип дії клапана тиску базується на тому, що тиск гідросистеми впливає на відповідну поверхню в клапані. Зусилля, що виникає внаслідок цього, врівноважується пружиною.

**Гідроапарати регулювання витрати (гідродроселі)** призначені для управління об'ємною витратою у взаємодії з клапанами тиску. Завдяки цьому можна керувати швидкістю переміщення робочих елементів гідроприводу або регулювати цю швидкість. Для тієї ж мети за незмінної об'ємної подачі робочої рідини здійснюється розподіл потоку за рахунок взаємодії регулятора витрати з будь-яким клапаном тиску.

**Запірні клапани** поділяються на **зворотні** і **керовані зворотні** гідроклапани (гідрозамки). **Зворотні клапани** пропускають потік робочої

рідини тільки в одному напрямку, тоді як для потоку в протилежному напрямку вони замкнені. **Гідрозамки** за сигналом відкриття можуть відкриватися і пропускати потік робочої рідини також і в напрямку замикання.

**Робочі органи** в залежності від переміщення, яке вони забезпечують, бувають двох типів: гідроциліндри та гідромотори.

**Гідроциліндри (лінійний привід).** Гідроциліндри є силовими (приводними) елементами гідросистем, що перетворюють гідравлічну енергію в механічну. Вони забезпечують прямолінійні переміщення за рахунок тиску робочої рідини на поверхню рухомого поршня.

Гидромотори забезпечують обертальний рух вихідної ланки. Вони так само, як і гідроциліндри, є силовими (приводними) елементами гідравлічних систем, управління якими здійснюється за допомогою гидроапаратів. Як і гідроциліндри, гідромотори перетворюють гідравлічну енергію в механічну, однак, з тією різницею, що створюють обертальний або поворотний рух.

Більш детально всі ці елементи розглядаються в другому модулі дисципліни.

#### 1.4. Порівняння типів приводів у сільськогосподарських машинах

У сільськогосподарських машинах і агрегатах енергія від двигуна до робочих органів передається різними типами приводів. Найпоширеніші з них – механічний, гідравлічний, пневматичний та електричний. Кожний тип певні фізичні принципи, конструктивні особливості, показники керованості, енергоефективності, надійності та технологічної доцільності. Вибір типу привода визначається сукупністю вимог до робочого процесу: потрібним зусиллям або моментом, характером навантаження, швидкодією, точністю позиціонування, умовами середовища (пил, волога, температура), вимогами безпеки та обслуговування.

Найбільш репрезентативним є порівняння за критеріями: витрати на енергопостачання, можливості передавання й акумулювання енергії, реалізація лінійного та обертального руху, швидкодія, здатність працювати при перевантаженнях, точність та жорсткість привода, наслідки витоків і вплив зовнішніх умов (табл. 1.5).

Таблиця 1.5 – Порівняння типів приводів у машинах агроінженерії (узагальнені ознаки)

Критерій	Механічний привід	Гідравлічний привід	Пневматичний привід	Електричний привід
Енергопостачання та ефективність	Висока ефективність, мінімальні перетворення енергії; втрати переважно у передачах тертя	Потребує насоса та апаратури; втрати на гідравлічних опорах і витоках	Енерговитратний через стисливість повітря, втрати на витоки	Ефективний у передаванні та керуванні, втрати залежать від перетворювачів і режимів роботи
Передавання енергії на відстань	Обмежене: вали, ланцюги, паси мають конструктивні обмеження	Зручне через трубопроводи.	Дуже зручне для розгалужених мереж стисненого повітря	Практично необмежене передавання енергії, висока швидкість

Критерій	Механічний привід	Гідравлічний привід	Пневматичний привід	Електричний привід
Акумуляування енергії	Механічні акумулятори можливі, але їх використання обмежено у приводах машин	Можливе через гідроакумулятори	Просте через ресивери	Можливе через акумулятори
Лінійний рух	Реалізується через кривошипно-шатунні, гвинтові, важільні механізми, за великих зусиль зростають їх габарити	Реалізується гідроциліндрами, великі зусилля за компактності	Реалізується пневмоциліндрами; зусилля обмежені тиском	Реалізується через лінійні двигуни; точність висока, але зусилля не значні
Обертальний рух	Реалізується за допомогою редукторів, коробок передач, ланцюгових та пасових передач	Гідромотори забезпечують великий момент за низьких швидкостей	Пневмомотори забезпечу зазвичай невисока потужність, висока частота обертання	Електродвигуни забезпечують широкий діапазон швидкостей і точне керування
Перевантаження та ударні навантаження	Часто потребує муфт, запобіжних пристроїв; ударні навантаження передаються жорстко	Природна «плавність», захист від перевантажень клапанами; придатний для змінних навантажень	Стійкий до перевантажень, але жорсткість низька	Перевантаження небажані без захистів; реалізуються системи контролю струму/моменту
Точність позионування	Висока при жорстких передачах, але залежить від люфтів і зносу	Висока за наявності відповідної апаратури й датчиків; стабільність залежить від температури та витоків	Обмежена через стисливість; точне позионування ускладнене	Висока, особливо з датчиками положення і сервокеруванням
Жорсткість привода	Висока	Висока (рідина практично нестислива)	Низька (повітря стискається)	Висока (часто з механічними проміжними елементами)
Екологічні/експлуатаційні ризики	Витоків робочого середовища немає; підвищені вимоги до огороження рухомих частин	Ризик витоків, забруднення; пожежонебезпека певних рідин; вимоги до чистоти рідини	Витоки відносно безпечні, але енерговтрати значні; потрібна підготовка повітря	Вимоги електробезпеки; для пилу/вологи потрібні ступені захисту; у вибухонебезпечних зонах — обмеження

Сутність переваг механічного привода полягає у високій ефективності та

конструктивній простоті передавання потужності від двигуна. У сільськогосподарських машинах механічний привід є базовим для трансмісій, відбору потужності, приводу роторних і шнекових органів, тобто там, де необхідні значні потужності за мінімальних перетворень енергії. Обмеження механічного привода проявляються в гіршій компоновочній гнучкості, залежності від геометричного розміщення валів і передач, а також у складності реалізації потужного лінійного руху без ускладнення конструкції.

Гідравлічний привід доцільний у випадках, коли потрібні значні зусилля або моменти за компактних габаритів виконавчих механізмів, плавність регулювання, можливість працювати при змінних навантаженнях і забезпечувати пуск під навантаженням. Саме тому гідропривід широко застосовується в навісних системах тракторів, рульовому керуванні, гальмівних системах, приводі підйомно-опускальних механізмів, виконавчих органів робочих машин (зміна положення, притиск, натяг тощо). Обмеження гідравліки пов'язані з чутливістю до забруднення робочої рідини, температурною залежністю властивостей рідини (через зміну в'язкості), а також наслідками витоків, які знижують надійність, погіршують екологічні показники і можуть створювати небезпеку.

Пневматичний привід ефективний як засіб швидких допоміжних переміщень і реалізації автоматизації, особливо там, де важливі вибухо- і пожежобезпечність та чистота (відсутність масляних витоків як забруднювача продукту). У техніці він використовується для керування, спрацьовування механізмів, пневмогальмівних систем, а також у вузлах, де потрібні висока швидкодія і простота. Водночас стисливість повітря ускладнює отримання жорсткого силового привода з точним позиціонуванням, а також зумовлює значні енерговитрати на компримування і втрати при витоках.

Електричний привід характеризується високими можливостями керування, інтеграції з електронними системами, датчиками і програмними алгоритмами, що є особливо важливим у сучасних технологіях точного землеробства та автоматизації машин. Електроприводи доцільні для дозування, керованих механізмів, електрогідравлічних систем управління, а також у вузлах, де потрібна точність, повторюваність і дистанційне автоматизоване керування. Застосування електроприводів в умовах пилу, вологи й агресивних середовищ потребує коректного вибору ступенів захисту та рішень з електробезпеки.

Практика агроінженерії показує, що найчастіше реалізуються комбіновані рішення, коли механічна передача забезпечує базове підведення потужності, а гідравліка або електрика — керування, регулювання та реалізацію силових або позиційних функцій. Типовими прикладами є електрогідравлічні системи керування розподільниками, гідростатичні трансмісії в самохідній техніці, гідроприводи робочих органів із механічним підведенням потужності від двигуна.

### **Питання для самоперевірки по темі 1**

1. Що в інженерному розумінні називають гідравлічною системою і які основні ознаки відрізняють її від інших технічних систем?

2. У чому полягає принципова відмінність між поняттями «гідравлічна система» та «гідропривод»? Наведіть приклади.

3. Які системи у машинах агроінженерії можна віднести до гідросистем транспортування рідини, а які — до систем керування?

4. Які функціональні групи елементів характерні для гідропривода (джерело енергії, керування, виконавчий механізм, допоміжні елементи) і яку роль відіграє кожна група?

5. Які елементи гідросистеми забезпечують зміну напрямку руху робочого середовища та організацію робочих циклів?

6. Яке призначення апаратури регулювання тиску в гідросистемі і які типові функції вона виконує під час експлуатації?

7. Яке призначення апаратури регулювання витрати і як її робота впливає на режим виконавчих механізмів?

8. Які основні вимоги висуваються до робочої рідини в гідросистемах сільськогосподарських машин (узагальнено)?

9. Які параметри є базовими для опису режиму гідро- і пневмопривода та яке їх прикладне значення для аналізу роботи системи?

10. У чому полягає принципова відмінність гідропривода і пневмопривода з погляду фізичних властивостей робочого середовища і як це впливає на керованість та жорсткість привода?

11. Які типові причини втрат у гідросистемах і як вони проявляються в роботі машини (узагальнено)?

12. Які переваги гідравлічного привода обумовили його широке застосування в машинах агроінженерії?

13. Які основні недоліки гідравлічного привода необхідно враховувати під час проектування та експлуатації (витоки, забруднення, температурний вплив тощо)?

14. У яких випадках пневматичний привід є технічно доцільнішим за гідравлічний? Поясніть на прикладах функцій у машинах.

15. Які обмеження пневматичного привода зумовлені стисливістю повітря та рівнем робочого тиску?

16. Які переваги електричного привода у сучасних машинах агроінженерії та як вони пов'язані з автоматизацією і цифровим керуванням?

17. Які чинники обмежують застосування електроприводів у сільськогосподарських умовах (волога, пил, вимоги безпеки тощо)?

18. У чому полягають сильні сторони механічного привода і чому він залишається базовим у трансмісіях та приводі багатьох робочих органів?

19. Які недоліки механічного привода з погляду компоновки, регулювання та захисту від перевантажень?

20. Чому в машинах агроінженерії часто застосовують комбіновані системи приводів? Наведіть приклади комбінування (механічний + гідравлічний; електричний + гідравлічний тощо).

## ТЕМА 2. РОБОЧА РІДИНА

### 2.1. Визначення рідини, види рідин, текучість та сили, що діють на рідин

Рідини та гази, на відмінно від твердих тіл, легкорухомі середовища, тобто такі, які в стані спокою практично не чинять опору зміни їх форми.

Рідини і гази мають молекулярну будову. Але в малих об'ємах речовини міститься дуже велике число молекул і, з технічної точки зору, найбільш важливим є сумарний середньостатистичний ефект взаємодії молекул одна з одною із з обмежувачими поверхнями. Тому, в гідравліці розглядають рідини і гази як суцільні, нерозривні та достатньо рухомі середовища.

**Рідина (в гідравліці) – фізичне тіло, що здатне змінювати свою форму при дії на неї незначних сил.**

На основі такого визначення виділяють два види рідин: **краплинні і газоподібні.**

**Краплинні рідини** (рідини в загальноприйнятому значенні) характеризуються малою здатністю стискатись. До краплинних рідин відноситься вода, нафта, бензин, гас, ртуть, спирт, гідравлічні мастила і ін.

**Газоподібні рідини** (гази в загальноприйнятому значенні) характеризуються великою здатністю стискатися. До газоподібних рідин відносяться: повітря, кисень, азот, природний газ, метан, пропан, бутан, димові гази, пара.

З точки зору фізики різниця між краплинними та газоподібними рідинами суттєва. Проте, з точки зору механіки рідин та газів, ця різниця не така суттєва. Багато властивостей краплинних і газоподібних рідин, а також багато механічних законів для них однакові.

Рідини, що існують у природі, називаються **реальними**.

Для полегшення вирішення багатьох задач гідравліки введено поняття **ідеальної рідини**, що зовсім не стискається і не розширюється, має абсолютну рухомість частинок і в якій відсутні сили внутрішнього тертя (в'язкість дорівнює нулю). У ряді випадків заміна реальної рідини ідеальною допускається, тому що не дає великих похибок. Однак, за значних змін в'язкості результати розрахунків можуть істотно відрізнятись від дійсних значень. У цих випадках розрахунки коректуються за результатами лабораторних досліджень чи практичних спостережень.

**Текучість** – це властивість рідини сильно змінювати свою форму під дією незначних сил. На рідину можуть діяти сили, розподілені по її масі (об'єму) – **масові сили**, і по поверхні – **поверхневі сили**. До масових сил належать **сили тяжіння і інерції**, до поверхневих сил – **сили тиску і тертя**.

### 2.2. Фізичні властивості краплинних і газоподібних рідин

Основними фізичними властивостями краплинних та газоподібних рідин є густина (питома маса), питома вага, стисливість (пружність) і температурне розширення, в'язкість. Крім того для краплинних рідин важливим є поверхневий натяг та випаровуваність.

**Густиною (питомою масою)** рідини  $\rho$  називається відношення маси рідини  $m$  до її об'єму  $V$  :

$$\rho = m / V . \quad (2.1)$$

Густина вимірюють в  $\text{кг/м}^3$ .

**Відносною густиною** рідини  $\rho_0$  називається відношення густини цієї рідини до густини води при  $t = 3,98^\circ\text{C}$ .

$$\rho_0 = \rho / \rho_{\text{в}} . \quad (2.2)$$

Відносна густина рідини величина безрозмірна.

**Питомою вагою** рідини  $\gamma$  називається відношення ваги рідини  $G$  до її об'єму  $V$  ;

$$\gamma = G / V . \quad (2.3)$$

Питому вагу вимірюють у  $\text{Н/м}^3$ .

Відповідно до закону Ньютона,

$$G = mg . \quad (2.4)$$

де  $g$  — прискорення вільного падіння тіла.

Тоді рівність (1.3) можна представити так:

$$\gamma = \frac{mg}{V} , \quad (2.5)$$

а з врахуванням рівняння (1.1)

$$\gamma = \rho g . \quad (2.6)$$

**Відносною питомою вагою** рідини  $\gamma_0$  називається відношення питомої ваги цієї рідини  $\gamma_t$  за певних температур до питомої ваги води при  $t = 3,98^\circ\text{C}$  :

$$\gamma_0 = \frac{\gamma_t}{\gamma_{\text{в}}} . \quad (2.7)$$

У цій рівності  $\gamma_0$  є величиною безрозмірної.

У ряді випадків для розрахунків зручніше використовувати величину, зворотну питомій масі, що називається **питомим об'ємом**  $\nu$  ;

$$\nu = \frac{1}{\rho} = \frac{V}{m} , \quad (2.8)$$

тоді

$$\nu\rho = 1 . \quad (2.9)$$

**Стисливістю** називається властивість **краплинних рідини** змінювати свій об'єм за зміни тиску і температури. Величина стискання характеризується **коефіцієнтом об'ємної стисливості**  $\beta_p$ , який показує зміна об'єму за збільшення тиску на  $1 \text{ Н/м}^2$ :

$$\beta_p = \frac{V - V_0}{P - P_0} \cdot \frac{1}{V_0} = \frac{\Delta V}{V_0} \frac{1}{\Delta p} , \quad (2.10)$$

де  $V$  і  $V_0$  – відповідно об'єми при кінцевому  $p$  і початковому  $p_0$  тисках.

Об'єм  $V$  і питому масу  $\rho$  зі зміною тиску  $\Delta p$  обчислюють за формулами:

$$V = V_0(1 - \beta_p \Delta p). \quad (2.11)$$

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 - \beta_p \Delta p}. \quad (2.12)$$

Для гідравлічних оливок, що застосовуються у гідроприводах за температури приблизно  $20^\circ\text{C}$ ,  $\beta_p$  змінюється від  $60,4 \cdot 10^{-11}$  (за тиску 7 МПа) до  $44 \cdot 10^{-11} \text{ Па}^{-1}$  (за тиску 70 МПа), а для води – відповідно від  $48 \cdot 10^{-11}$  до  $43 \cdot 10^{-11} \text{ Па}^{-1}$ .

**Пружність** – це властивість краплинних рідини поновлювати свій об'єм після припинення дії сил. Пружність характеризує **модуль об'ємної пружності**  $E$  – величина, що обернена до об'ємного коефіцієнта стисливості:

$$E = \frac{1}{\beta_p}. \quad (2.13)$$

Модуль об'ємної пружності входить в узагальнений закон Гука:

$$\frac{\Delta V}{V_0} = \frac{\Delta p}{E}. \quad (2.14)$$

Модуль об'ємної пружності води  $2 \cdot 10^9 \text{ Па}$ , тобто зі зміною тиску на 0,1 Мпа (приблизно на одну атмосферу) об'єм води зміниться на 1/20000 частини. Модуль пружності мінеральних гідравлічних оливок знаходиться в межах  $(1,35-1,75) \cdot 10^9 \text{ Па}$ . Краплинні рідини можна вважати такими, що практично не стискаються. Стисливість краплинних рідин слід враховувати лише за високих тисків, великих об'ємах та у випадках гідравлічного удару.

**Стисливість газоподібних рідин** на відміну від краплинних є значною. Для ідеального газу (таким можна вважати газ за тиску до 10 МПа) діє закон Клапейрона-Менделєєва:

$$pV = \frac{m}{M} R_0 T. \quad (2.15)$$

де  $T$  – абсолютна температура, К;  $R_0$  – універсальна газова стала (Дж/(моль·К)),  $M$  – молярна маса (кг/моль).

Замість формули (2.15) в інженерних розрахунках частіше використовується наступна залежність:

$$pV = mRT. \quad (2.16)$$

де  $R = \frac{R_0}{M}$  – газова стала, значення якої для повітря  $287 \text{ Дж/(кг·К)}$ , для природного газу  $520 \text{ Дж/(кг·К)}$ .

Підставивши формулу (1.1) в формулу (1.16) отримаємо:

$$p = \rho RT, \quad \rho = \frac{p}{RT}. \quad (2.17)$$

Залежність (2.17) дає можливість встановити питому масу газоподібної рідини за певних значень тиску та температури.

**Температурним розширенням** краплинних рідини називається зміна їх

об'єму зі зміною температури. Величина розширення характеризується **коефіцієнтом температурного розширення**  $\beta_t$ , тобто відносною зміною об'єму рідини за зміни температури на  $1^\circ\text{C}$ :

$$\beta_t = \frac{V_t - V_0}{V_0(T - T_0)} = \frac{\Delta V}{V_0 \Delta T}, \quad (2.18)$$

де  $V_0$  і  $V$  відповідно об'єми рідини за початкової  $T_0$  і кінцевої  $T$  температурах.

Знаючи для певної рідини  $\beta_t$  і об'єм за початкової температури можна визначити її об'єм в результаті нагрівання до температури  $T$ :

$$V_t = V_0(1 + \beta_t(T - T_0)). \quad (2.19)$$

Для мінеральних гідравлічних оливо,  $\beta_t \approx 0,0006 - 0,00085 \text{ } 1/^\circ\text{C}$ , а для води  $\beta_t \approx 0,00014 - 0,00015 \text{ } 1/^\circ\text{C}$ .

Необхідність урахування **температурного розширення краплинних рідин** у гідравліці зумовлена тим, що під час роботи гідросистеми робоча рідина неминуче нагрівається внаслідок гідравлічних і механічних втрат, а зміна температури супроводжується зміною об'єму та пов'язаних з ним параметрів системи. Оскільки гідросистеми є замкненими або частково замкненими контурами з обмеженим об'ємом, навіть порівняно невелике збільшення об'єму рідини при нагріванні може призвести до небажаних наслідків: підвищення тиску в окремих місткостях і лініях, порушення стабільності налаштувань запобіжно-регулювальної апаратури, збільшення витоків через ущільнення, зміни робочих зазорів. У разі недостатньої компенсації температурного розширення зростає ризик аварійних режимів, особливо при тривалих циклах роботи, високих тисках та значних температурних коливаннях.

**В'язкість** – це властивість **реальної рідини** чинити опір відносному переміщенню (зсуву) її шарів. Коли сусідні шари рухаються з різними швидкостями, між ними виникає внутрішнє тертя, яке перешкоджає цьому зсуву. Саме в'язкість визначає, наскільки “легко” або “важко” рідина тече, як формуються втрати тиску в трубопроводах і апаратурі, а також чи буде в системі достатнє змащення пар тертя.

Шари ніби ковзають один по другому з різними швидкостями, що викликає внутрішнє тертя між шарами, яке пропорційне відносній швидкості руху шарів і площі їх контакту (рис. 2.1).

Сила внутрішнього тертя між шарами, що припадає на одиницю поверхні, називається **питомою силою тертя**, і визначається за залежністю, яка запропонована І. Ньютоном:

$$\tau = \mu \frac{du}{dt} \quad (2.20)$$

де  $\tau$  — дотичне напруження, Па;  $\mu$  — **динамічний коефіцієнт в'язкості**, Па·с;  
 $\frac{du}{dt}$  — градієнт швидкості (швидкість зсуву).

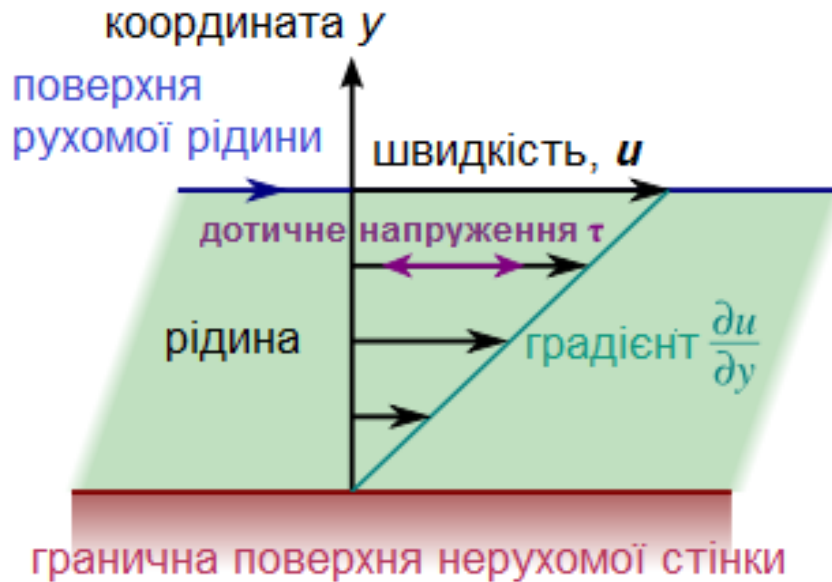


Рисунок 2.1 – Модель в'язкості

За лінійної зміни швидкості між двома шарами:

$$\tau = \mu \frac{v_2 - v_1}{y_2 - y_1}, \quad (2.21)$$

де  $v_2$  і  $v_1$  – швидкості у потоці на відстанях відповідно  $y_2$  і  $y_1$  від твердої стінки.

За одиницю динамічного коефіцієнта в'язкості прийнятий **пуаз** (1 П = 0,1 Па·с) від імені французького ученого **Пуазейля**,

У трубопроводах в'язкість проявляється тим, що швидкість потоку біля стінки зменшується до дуже малих значень, а максимум швидкості спостерігається ближче до осі труби.

Для практичних цілей користуються **кінематичною в'язкістю**  $\nu$  – відношенням динамічного коефіцієнта в'язкості до питомої маси рідини  $\rho$ :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \quad (2.22)$$

За одиницю кінематичної в'язкості прийнятий **Стокс** (1 Ст = 1 см<sup>2</sup>/с). Саме кінематична в'язкість найчастіше вказують у довідниках і стандартах для олив (зокрема при 40°C та 100 °C), тому що вона зручна для порівнянь і розрахунків. У табл. 2.1 приведені значення кінематичної в'язкості води та мінеральної оливи за різних температур.

Таблиця 2.1 – Значення кінематичної в'язкості за різних температур

Рідина	$\nu$ , см <sup>2</sup> /с (при температурі, °C)						
	0	10	20	30	40	60	100
Вода	0,0178	0,0131	0,0101	0,0081	0,0066	0,0048	0,0028
Мінеральна олива МГ-30	6,4	-	1,72	-	0,54	0,22	-

Для краплинних рідин зі зростанням температури в'язкість зазвичай зменшується. Для газоподібних рідин, навпаки, в'язкість у загальному випадку

має тенденцію зростати з підвищенням температури. Тому під час прогріву гідравлічної системи змінюються втрати тиску, витрати, точність і плавність руху виконавчих механізмів.

З практичного погляду, в'язкість робочої рідини в гідросистемі повинна бути оптимальною. Надмірно висока в'язкість призводить до зростання опорів у лініях і апаратурі, погіршує всмоктування насосів (ризик кавітаційних явищ), ускладнює пуск у холодну пору та підвищує енерговитрати. Надмірно низька в'язкість зменшує здатність рідини утворювати мастильну плівку, збільшує внутрішні витрати в насосах і гідромоторах, прискорює зношення прецизійних пар та погіршує стабільність роботи системи при навантаженнях. Саме тому вибір гідравлічної оливи завжди пов'язаний із вимогами до в'язкості в робочому температурному діапазоні й із забезпеченням температурного режиму (охолодження чи підігрів).

В'язкість визначають спеціальними приладами – віскозиметрами.

**Поверхневий натяг** – це фізична властивість поверхневого шару краплинної рідини, зумовлена міжмолекулярними силами. Унаслідок нерівноваги сил на межі поділу фаз поверхня рідини прагне зменшити свою площу. Кількісно поверхневий натяг характеризують **коефіцієнтом поверхневого натягу  $\sigma$** , який можна визначати як є відношенню поверхневої енергії **W** до площі поверхні рідини **S**, Н/м:

$$\sigma = \frac{W}{S}. \quad (2.23)$$

Поверхневий натяг визначає утворення меніска, крапель, змочування і є фізичною основою капілярних явищ.

**Змочування** описують **кутом змочування  $\theta$**  – кутом між дотичною до поверхні рідини в точці контакту та твердою поверхнею (рис. 2.2). При  $\theta < 90$  рідина змочує поверхню (меніск ввігнутий), при  $\theta > 90$  – не змочує (меніск опуклий). Ця різниця принципова для капілярного підіймання та опускання рідини.

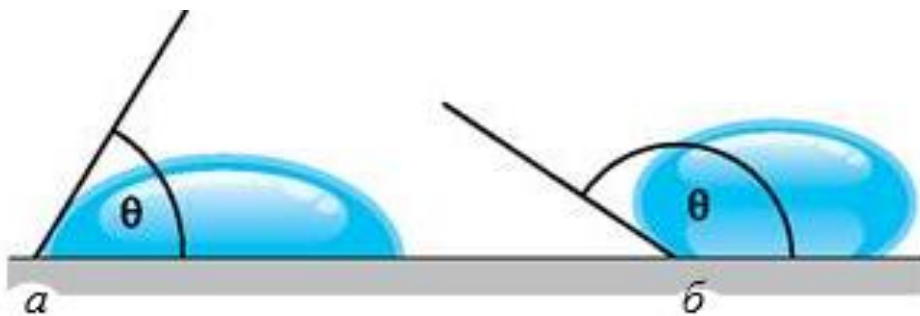


Рисунок 2.2 – Кут змочування і форма меніска в капілярі: *a* – рідина змочує поверхню, *б* – рідина не змочує поверхню

**Капілярність** – це явище підняття або опускання краплинної рідини в тонких трубках (капілярах) і порах, що зумовлене поверхневим натягом і змочуванням. Для тонкої круглої трубки радіуса **r** висота капілярного підйому **h** (у випадку змочування) визначається співвідношенням:

$$h = \frac{2\sigma \cos \theta}{\rho g r} \quad (2.24)$$

де  $\rho$  – густина рідини,  $g$  — прискорення вільного падіння.

Формула (2.24) показує ключовий висновок для інженерної практики: **капілярні ефекти різко зростають при малих радіусах  $r$** , тобто вони стають суттєвими в тонких каналах, зазорах, порах фільтроелементів і в капілярних вимірювальних приладах.

Поверхневий натяг також пояснює появу **надлишкового тиску** в краплях і бульбашках. Для сферичної поверхні з радіусом кривизни  $R$  різниця тисків між внутрішнім і зовнішнім середовищем визначається формулою Лапласа:

$$\Delta p = \frac{2\sigma}{R}. \quad (2.25)$$

Це рівняння важливе для розуміння стійкості бульбашок, піноутворення та дегазації: при малих радіусах  $R$  надлишковий тиск істотно зростає, що впливає на поведінку газових включень у робочій рідині.

Поверхневі явища найбільш помітні у процесах, де характерні розміри каналів малі або є вільна поверхня рідини. Це, зокрема, вимірювання в'язкості капілярними віскозиметрами, тонка фільтрація в пористих матеріалах, підтікання в ущільненнях і малих зазорах, а також утворення бульбашок і піни, що безпосередньо пов'язано з газовмістом у робочій рідині та необхідністю дегазації.

Випаровуваність краплинних рідин у гідравліці доцільно розглядати через поняття **тиску насиченої пари**, оскільки саме він визначає умови, за яких рідина починає інтенсивно випаровуватися та може переходити в газоподібну фазу. **Тиск насиченої пари  $p_{н.п}$**  – це такий тиск, за якого за даної температури між рідиною та її парою встановлюється рівновага: кількість молекул, що залишають рідину, у середньому дорівнює кількості молекул, що повертаються з пари в рідину. Значення тиску насиченої пари є функцією температури й зростає зі збільшенням температури, тому нагрівання робочої рідини підвищує її схильність до випаровування.

З інженерної точки зору важливо, що **кипіння рідини настає тоді**, коли **абсолютний тиск** у рідині стає рівним або меншим за тиск насиченої пари при даній температурі:

$$p_{абс} \leq p_{н.п.}(T). \quad (2.25)$$

Отже, **найменший абсолютний тиск**, за якого рідина ще може перебувати в рідкому стані при заданій температурі, практично дорівнює тиску насиченої пари. Якщо в окремих зонах потоку (особливо у всмоктувальній лінії насоса, на вході в робочі порожнини, у звуженнях і місцях різкого прискорення потоку) тиск знижується до рівня тиску насиченої пари або нижче, виникає інтенсивне пароутворення з формуванням парових порожнин. Далі, коли потік переходить у зону підвищеного тиску, ці парові порожнини можуть швидко конденсуватися, що супроводжується локальними ударами й може спричинити шум, вібрації та пошкодження елементів системи. Саме тому врахування тиску насиченої пари та температурного режиму є важливим при оцінюванні працездатності гідросистем і виборі умов роботи насосів та робочих рідин.

### 2.3 Робочі рідини гідроприводів

У гідроприводах робоча рідина виконує одночасно кілька функцій: передає енергію потоку, змащує пари тертя, відводить тепло, частково захищає поверхні від корозії та транспортує продукти зношування до фільтрів. У гідроприводі робоче середовище працює при підвищених тисках, за інтенсивного дроселювання, у широкому температурному діапазоні та в контакті з різними матеріалами ущільнень і металів. Тому до рідин, які застосовуються у гідроприводах, висувають додаткові вимоги: **високий індекс в'язкості, добра змащувальна здатність, а також фізична, механічна і хімічна стабільність** під час зберігання та експлуатації.

Першою базовою вимогою є **високий індекс в'язкості**. Індекс в'язкості характеризує ступінь сталості в'язкості рідини при зміні температури. Чим вищий індекс в'язкості, тим менш різко змінюється в'язкість при нагріванні або охолодженні, тобто крива «в'язкість–температура» стає більш пологою. Практичний зміст цього показника полягає в тому, що гідропривод має зберігати працездатність як під час холодного пуску, так і після прогріву при тривалому навантаженні. Найкращою для гідропривода є рідина, в якій в'язкість залишається максимально стабільною в межах робочих температур конкретної системи. Так для машин, що працюють у значному сезонному діапазоні температур (зимовий запуск і літня робота), зазвичай обирають гідравлічні оливи з підвищеним індексом в'язкості або багатосезонні рідини, щоб зменшити втрати при холодному пуску і не втратити герметичність та змащування при прогріві.

Другою ключовою вимогою є **хороша змащувальна здатність**. У багатьох елементах гідросистеми (насоси, гідромотори, розподільники, регулятори) працюють прецизійні пари тертя з малими зазорами. Робоча рідина має створювати на поверхнях захисну мастильну плівку, зменшувати коефіцієнт тертя і обмежувати інтенсивність зношування. Наприклад, у шестеренних та аксіально-поршневих насосах зниження змащувальної здатності рідини швидко проявляється підвищеним шумом, перегрівом і падінням продуктивності через збільшення внутрішніх витоків і зношування.

Важливою є також **фізична стабільність** рідини. Фізичною стабільністю називають здатність рідини зберігати первинні фізичні властивості – в'язкість, густину, змащувальну здатність – за роботи на високих тисках і при дроселюванні з великим перепадом тисків. Це принципово для гідроприводів із регулюванням швидкості дроселюванням або з інтенсивними режимами керування потоком (наприклад, при частих перемиканнях гідророзподільника). Якщо рідина втрачає свої фізичні характеристики, то система починає працювати нестабільно: змінюється швидкість виконавчих механізмів, зростають втрати енергії, збільшується нагрівання і погіршується змащування.

Окремо розглядають **механічну стабільність** – здатність рідини працювати за значних вібрацій і механічних впливів без розшарування на компоненти та без утворення стійких емульсій або піни, що погіршують роботу системи. Для мобільної техніки (трактори, комбайни, навісне та причіпне обладнання) механічна стабільність має особливе значення, оскільки

гідросистема працює в умовах вібрацій, ударних навантажень, різких змін режиму і часто – при підвищеному газовмісті. Недостатня механічна стабільність може проявлятися втратою керованості: рідина з повітрям стає більш стисловою, через що знижується точність рухів та збільшується запізнення реакцій привода.

Не менш важливою є **хімічна стабільність** рідини – її стійкість до окислення киснем повітря. Окиснення, особливо за підвищених температур, призводить до утворення продуктів старіння: смол, лаків, коксоподібних речовин та осаду. Такі домішки здатні випадати на поверхнях і потрапляти в малі зазори гідроапаратів. У результаті погіршується рухливість золотників і клапанів, підвищується зношування, а інколи робота апаратури може бути фактично паралізована через забруднення прецизійних пар. Практичний висновок для експлуатації простий: робоча рідина повинна мати антиокиснювальні властивості та працювати в температурному режимі, який не прискорює старіння; водночас необхідні своєчасна заміна рідини й контроль її чистоти.

Для техніки, що працює в широкому температурному діапазоні, першочерговими стають високий індекс в'язкості та стабільність характеристик при прогріві. Для систем із дросельним регулюванням і великими перепадами тисків вирішальними є фізична та хімічна стабільність, оскільки рідина піддається інтенсивному нагріванню і зсувним напруженням. Для мобільних машин на нерівному рельєфі важлива механічна стабільність. У всіх випадках хороша змащувальна здатність є умовою ресурсу насосів, гідромоторів і гідроапаратури та визначає надійність гідропривода в цілому.

Якщо хочете, наступним кроком я можу оформити до цього пункту **коротку таблицю “вимога → що буде, якщо не виконати → практичний прояв у системі”** (це дуже добре працює для студентів) і додати 1–2 схеми: “крива в'язкість–температура для високого/низького індексу в'язкості” та “старіння оливи: окиснення → осад → заклинювання золотника”.

Найпоширеніші робочі рідини для гідроприводів мобільної техніки можна звести до кількох практичних груп (табл. 2.2).

Таблиця 2.2 – Робочі рідини гідроприводів

Група робочої рідини	Типовий приклад позначення	Де найчастіше в с/г техніці
Мінеральна гідравлічна олива AW	ISO VG 46 (протизношувальна)	Гідросистеми з окремим баком, навантажувачі, гідроциліндри
Високоіндексна гідравлічна олива	ISO VG 32 HV / 46 HV	Сезонна техніка з холодними пусками і тривалим нагрівом
UTTO / STOU	UTTO 10W-30 (умовно)	Трактори з суміщеними контурами
Біорозкладна (естери) олива	“Bio hydraulic ester VG 46”	Екологічно чутливі зони
Вогнестійка олива	Водогліколева	Спеціальні умови

**Мінеральні гідравлічні оливи** протизношувального типу (AW) — основний вибір для багатьох гідросистем із окремим баком, де потрібна стабільна робота насосів і розподільників та ефективна фільтрація. На практиці

це найчастіше оливи класів в'язкості ISO VG 32/46/68, тобто такі, у яких кінематична в'язкість при 40 °С наближено дорівнює 32, 46, 68 мм<sup>2</sup>/с. Застосування: гідросистеми навантажувачів, гідроциліндри, гідромотори, системи керування робочими органами, окремі гідробаки в машинах і агрегатах. Переваги: хороше змащування, висока технологічність, сумісність з більшістю ущільнень, широкий вибір за в'язкістю та температурними характеристиками.

**Високоіндексні гідравлічні оливи (HV, «всесезонні»)** – по суті це також протизношувальні оливи, але з підвищеним індексом в'язкості. Застосування: техніка, що працює від ранньої весни до пізньої осені, з холодними пусками і тривалими навантаженнями влітку; мобільні гідросистеми, де температура рідини змінюється в широких межах. Переваги: менше проблем на холоді та при прогріві, стабільніша швидкість і реакція виконавчих механізмів.

**UTTO (Universal Tractor Transmission Oil) та STOU** – це тракторні рідини, які використовують не тільки як гідравлічні, а й у трансмісіїх, гальмах, і муфтах (залежно від конструкції трактора). Застосування: трактори і самохідні машини з суміщеними масляними контурами (гідравліка та трансмісія/гальма). особливість: така рідина повинна одночасно забезпечувати і гідравлічні вимоги (в'язкість, протизношування, чистота), і вимоги трансмісії та фрикційних вузлів (стабільні фрикційні властивості).

**Біорозкладні робочі рідини** на основі синтетичних естерів (екологічні) використовують там, де є підвищені вимоги до екологічної безпеки (робота біля водойм, у заповідних зонах, на фермах із ризиком потрапляння в ґрунт). Застосування: лісо- та агротехніка в чутливих зонах, навантажувальні роботи на територіях, де витік є критичним. Особливість: потребують уважного підбору за сумісністю з матеріалами ущільнень і за вимогами виробника машини.

**Водогліколеві та інші вогнестійкі рідини** у сільському господарстві застосовуються рідше, але вважаються доцільними там, де є особливі вимоги пожежної безпеки. Застосування: специфічні виробництва, де гідропривод працює поблизу джерел високої температури.

У **пневмоприводах** як робоче середовище найчастіше застосовують **стиснене повітря** (рідше – азот у спеціальних випадках). На відміну від краплинних рідин, гази мають високу стисливість, тому пневмоприводи природно характеризуються меншою точністю позиціонування порівняно з гідроприводами, проте вони простіші, чистіші та безпечніші у багатьох застосуваннях. У сільськогосподарській техніці пневматика використовується в гальмівних системах причепів, у керуванні окремими механізмами, у системах очищення та обдування, у пневмотранспортуванні легких матеріалів і в допоміжних виконавчих пристроях.

Практично найважливіші вимоги до газоподібного робочого середовища в пневмосистемі пов'язані не з в'язкістю, а з чистотою і вологістю: стисливе повітря повинно бути очищеним від пилу, водяної пари (щоб уникнути конденсації, корозії та обмерзання), інколи мати дозоване змащування для пневмоапаратури. Тому в пневмолінії типовим функціональним елементом є вузол підготовки повітря.

## Питання для самоперевірки по темі 2

1. Дайте визначення рідини в гідравліці. Яка ключова ознака відрізняє рідину від твердого тіла з погляду деформації під дією малих сил?
2. Поясніть, чому в гідравліці краплинні рідини і гази розглядають як суцільні середовища. Які припущення при цьому роблять?
3. Наведіть класифікацію рідин. Які приклади кожної групи найбільш характерні для гідро- і пневмосистем?
4. У чому полягає поняття «реальна рідина»? Для чого вводять модель «ідеальної рідини» і які її властивості приймають за означенням?
5. Дайте визначення текучості. Яке інженерне значення має текучість при аналізі руху рідини в трубопроводах і апаратурі?
6. Які сили діють на рідину? Наведіть приклади.
7. Дайте означення густини та вкажіть її одиниці?
8. Дайте означення питомої ваги. Як вона пов'язана з густиною?
9. Поясніть зміст поняття питомого об'єму. У яких розрахунках зручно його використовувати?
10. Поясніть терміни «стисливість» і «пружність» краплинної рідини. Якою величиною характеризують об'ємну стисливість?
11. Що таке модуль об'ємної пружності і як він пов'язаний з коефіцієнтом об'ємної стисливості?
12. У яких випадках стисливість краплинних рідин можна не враховувати, а в яких – вона стає суттєвою?
13. Чим принципово відрізняється стисливість газоподібних рідин від краплинних? Сформулюйте закон Клапейрона-Менделєєва для ідеального газу.
14. Дайте визначення температурного розширення краплинних рідин. Що характеризує коефіцієнт температурного розширення і як обчислити зміну об'єму при нагріванні?
15. Поясніть, чому температурне розширення робочої рідини потрібно враховувати в гідросистемах.
16. Дайте визначення в'язкості як властивості. Поясніть фізичний зміст дотичних напружень.
17. У чому різниця між динамічним коефіцієнтом в'язкості і кінематичною в'язкістю? Запишіть формулу зв'язку та вкажіть одиниці вимірювання.
18. Які одиниці в'язкості використовують у техніці?
19. Для краплинних і газоподібних рідин характерна різна температурна залежність в'язкості. У чому полягає ця відмінність і як вона впливає на втрати тиску, витоки та змащування в гідросистемі?
20. Поясніть сутність поверхневого натягу та змочування. Запишіть формули для капілярного підйому.
21. Що таке тиск насиченої пари і за якої умови можливе закипання та пароутворення в потоці робочої рідини)?

## ТЕМА 3. ФІЗИЧНІ ОСНОВИ ГІДРАВЛІКИ

### 3.1 Гідростатичний тиск

Гідростатика є розділом гідравліки, у якому вивчаються закони рівноваги рідини. В стані спокою рідина характеризується властивостями дуже близькими до властивостей ідеальної рідини. Внаслідок цього всі задачі гідростатики, розглянуті з використанням поняття про ідеальну рідину, вирішуються з великою точністю.

**Тиском  $p$**  називається відношення сили, що направлена перпендикулярно поверхні  $F$ , до площі цієї поверхні  $S$ . За рівномірного розподілу сили:

$$p = \frac{F}{S}. \quad (3.1)$$

Це загальне поняття: тиск існує і в рідині, що **не рухається**, і в рідині, що **рухається**.

**Гідростатичний тиск** — це частковий випадок тиску: тиск у **нерухомій** рідині, який зумовлений **вагою стовпа рідини** (гравітацією). Для однорідної рідини тиск стовпа рідини  $h$  дорівнює:

$$p = \rho gh. \quad (3.2)$$

**Тиск** – скалярна величина, отже не залежить від напрямку. Загальнішим поняттям, ніж поняття тиску є поняття **напруження**. У анізотропних середовищах деформація залежить від напрямку прикладеної сили, тому для опису дії сили в таких середовищах використовується інша величина: **тензор механічних напружень**. Поняття тиску найкраще характеризує пружні властивості газів і рідин.

**Абсолютний (повний тиск)  $p_{абс}$  ( $p_{пов}$ )** – це тиск, що відраховується від абсолютного нуля (рис. 3.1).

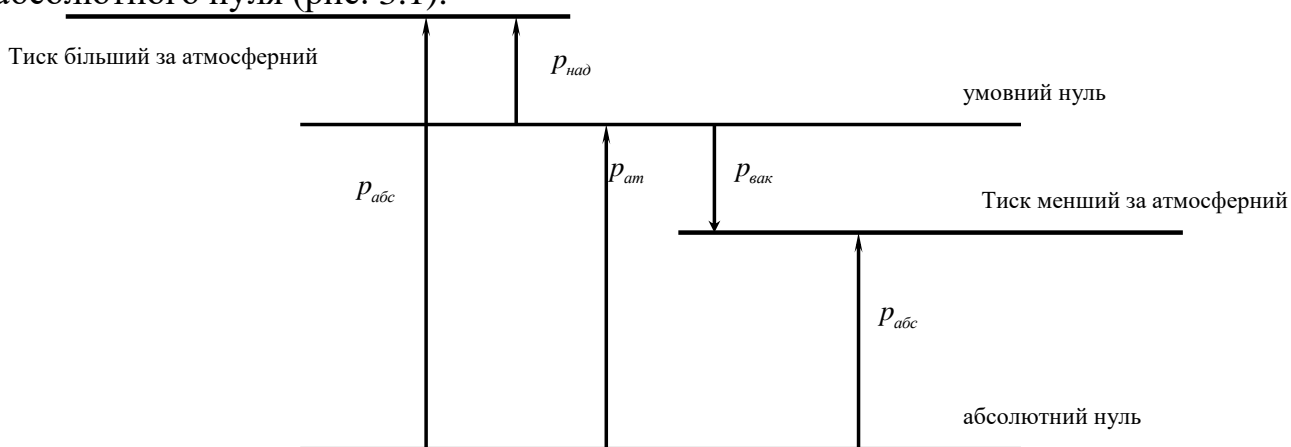


Рисунок 3.1 – Види тиску

Атмосферний тиск  $p_{атм}$  визначається як середній тиск на рівні моря в районі Парижа (Франція). Цей тис рівний 101325 Па або 760 мм.рт.ст. та називається **нормальним атмосферним тиском**.

**Технічна атмосфера  $p_{ат}$**  визначається як тиск, що створює 1 кілограм сила на квадратний сантиметр і дорівнює 98066,5 Па.

В гідравліці прийнято відраховувати тиск від **умовного нуля** (тиску, що рівний технічній атмосфері)

**Надлишковий (манометричний) тиск  $p_{\text{над}}$  ( $p_{\text{ман}}$ )** – це тиск, що відраховується від умовного нуля за умови що абсолютний тиск більший за атмосферний.

$$p_{\text{над}} = p_{\text{абс}} - p_{\text{ат}} \quad (3.3)$$

**Вакууметричний тиск  $p_{\text{вак}}$**  – це тиск, що відраховується від умовного нуля, за умови що абсолютний тиск менший за атмосферний.

$$p_{\text{вак}} = p_{\text{ат}} - p_{\text{абс}} \quad (3.4)$$

У системі СІ (SI) тиск вимірюється в **Па**. **1 Па = 1 Н/м<sup>2</sup>**. Так як **1 Па** досить мала одиниця вимірювання, то в технічній літературі часто використовують позасистемну одиницю вимірювання **1 бар = 10<sup>5</sup> Па**. Зв'язок між іншими одиницями вимірювання тиску наведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 –Зв'язок між одиницями вимірювання тиску

	Паскаль	Бар (bar, бар)	Н/мм <sup>2</sup> МПа	кгс/м <sup>2</sup>	Технічна атмосфера (at, ат)	Фізична атмосфера (atm, атм)	Міліметр ртутного стовпа (mmHg, мм рт.ст., torr, торр)
1 Па (Н/м <sup>2</sup> )	1	10 <sup>-5</sup>	10 <sup>-6</sup>	0,102	0,102·10 <sup>-4</sup>	0,987·10 <sup>-5</sup>	0,0075
1 бар	100000	1	0,1	10197	1,02	0,987	750
1 Н/мм <sup>2</sup>	106	10	1	1,02·105	10,2	9,87	7500
1 кгс/м <sup>2</sup>	9,81	9,81·10 <sup>-5</sup>	9,81·10 <sup>-6</sup>	1	10 <sup>-4</sup>	0,968·10 <sup>-4</sup>	0,0736
1 технічна атмосфера =1 кгс/см <sup>2</sup>	98100	0,981	0,0981	10000	1	0,968	736
1 фізична атмосфера (760 торр)	101325	1,013	0,1013	10330	1,033	1	760
1 торр = 1 мм рт.ст.	133	0,00133	1,33·10 <sup>-4</sup>	13,6	0,00132	0,00132	1

**Гідростатичний тиск має три властивості:**

**Перша властивість.** Тиск у рідині є напруженням стиску. Гідростатичний тиск завжди спрямований по внутрішній нормалі до площадки, на яку він діє (до площадки, а не від її).

**Друга властивість** В будь-якій точці в середині рідини значення гідростатичного тиску однаково в усіх напрямках, тобто не залежить від кута нахилу площини, на яку він діє.

**Третя властивість.** Гідростатичний тиск у точці залежить від її координат у просторі, тобто  **$p = f(x, y, z)$** . Очевидно, що зі збільшенням глибини занурення точки під рівень рідини тиск у ній зростає і, навпаки, зі зменшенням глибини занурення точки – тиск у ній падає.

### 3.2. Прилади для виміру гідростатичного тиску

Якщо до отвору **A** закритої посудини (рис. 3.2) з рідиною, що знаходиться в ньому, під тиском  **$p_0 > p_{\text{атм}}$**  приєднати відкриту зверху тонку скляну трубку, то рідина в трубці підніметься на певну висоту  **$h_p$** . Така трубка з внутрішнім

діаметром 5-12 мм, яка поміщена на дошці вимірювальної шкали, що проградуїрована звичайно в міліметрах, називається **п'езометром**, а висота  $h_p$  – **п'езометричною висотою**. П'езометрична висота визначає величину надлишкового тиску в точці, де встановлений п'езометр:

$$h_p = (p_o - p_{atm})/\gamma + h. \quad (3.5)$$

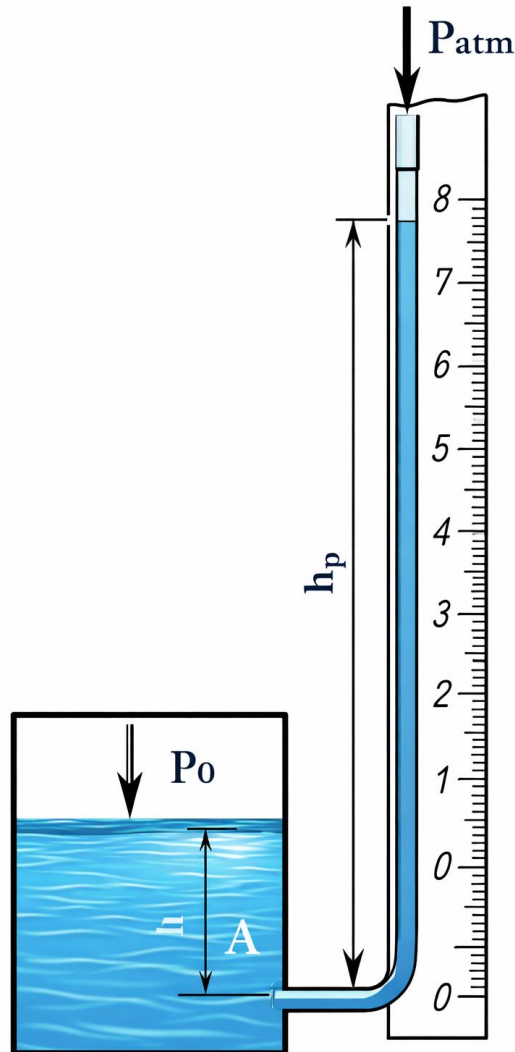


Рисунок 3.2 – Вимірювання гідростатичного тиску п'езометром

Якщо п'езометр встановлений у відкритій посудині ( $p_o = p_{atm}$ ), то рівняння (3.5) приймає вигляд

$$h_p = h, \quad (3.6)$$

Тиск вимірюється в метрах стовпа рідини. П'езометр звичайно застосовують для вимірювання тисків, що не перевищують 30÷40 кПа, тому що для вимірювання тисків більшої величини знадобилася б установка трубок дуже великої висоти.

Для вимірів величини гідростатичного тиску застосовують також рідинні манометри, які відрізняються від п'езометрів тим, що в них використовується рідина більшої питомої маси, наприклад, ртуть.

Найпростішим типом **рідинного манометра** є U-подібний ртутний манометр, схема якого представлена на рис. 3.3. Використання ртуті дозволяє

зменшити висоту трубки порівняно з трубкою звичайного п'езометра в 13,6 рази.

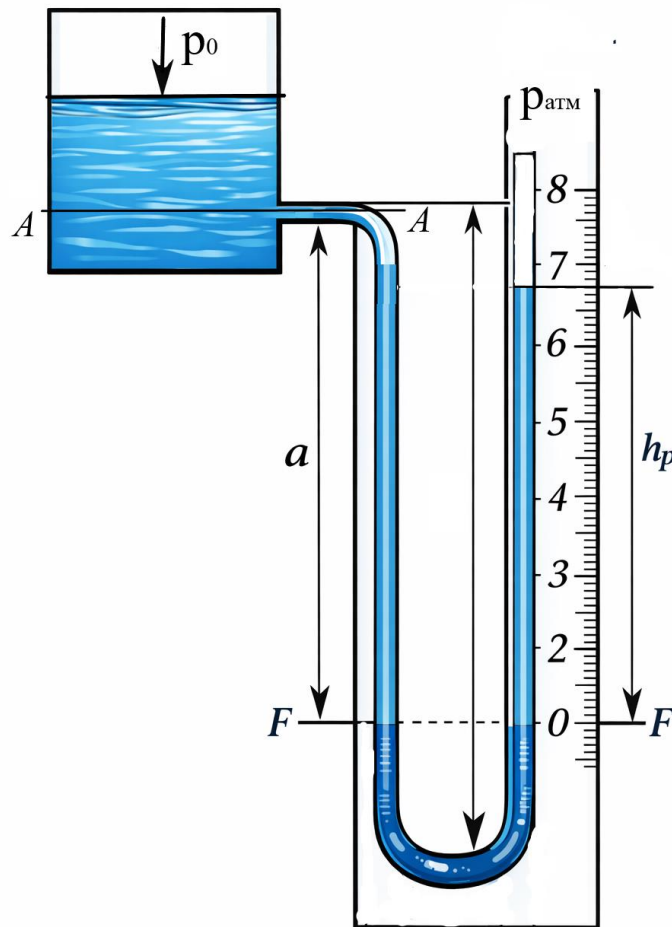


Рисунок 3.3 – Вимірювання тиску ртутним манометром  
Абсолютний гідростатичний тиск для перерізу  $F-F$  буде дорівнювати

$$p_{\text{абс}}^{F-F} = p_{\text{атм}} + \gamma_{\text{рт}} h_p, \quad (3.7)$$

де  $\gamma_{\text{рт}}$  – питома вага ртуті;  $h_p$  – різниця рівнів ртуті в лівому і правому колінах U-образної трубки.

При визначенні величини абсолютного гідростатичного тиску в закритій посудині з рідиною, питома вага якої  $\gamma_a$ , необхідно ввести поправку:

$$p_{\text{абс}}^{A-A} = p_{\text{атм}} + \gamma_{\text{рт}} h_p - \gamma_a a, \quad (3.8)$$

де  $a$  – висота стовпа рідини з питомою вагою  $\gamma_a$ .

Застосовують також ртутні манометри більш удосконалених типів: ртутні чашкові манометри, а також диференціальні манометри, які служать для визначення різниці тисків у двох точках.

Величина вакууму вимірюється вакуумметром. Схема виміру вакууму показана на рис. 3.4.

Вакуумметр являє собою вигнуту трубку, один кінець якої поміщають в область вакууму (посудина **A**), а другий – у відкриту посудину **B**, яка заповнена рідиною. Так як в області вакууму  $p_{\text{вак}} < p_{\text{атм}}$ , рідина під дією атмосферного тиску із посудини **B** піднімається в трубку на висоту  $h_{\text{вак}}$ , величина якого може

бути визначена з умови рівноваги

$$p_{\text{атм}} = p_0 + \gamma h_{\text{вак}}, \quad (3.9)$$

звідки:

$$h_{\text{вак}} = \frac{p_{\text{атм}} - p_0}{\gamma}. \quad (3.10)$$

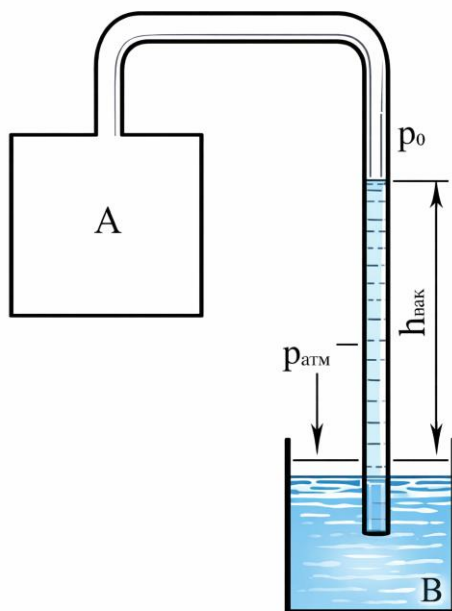


Рисунок 3.4 – Вимірювання вакууму

**Механічні манометри** (пружинні і мембранні) застосовують для вимірювання значних тисків. Мембранні манометри дозволяють вимірювати тиски до 3 МПа, а пружинні – до 1000 МПа. Розглянемо принцип роботи пружинного манометра, схема якого показана на рис. 3.5.

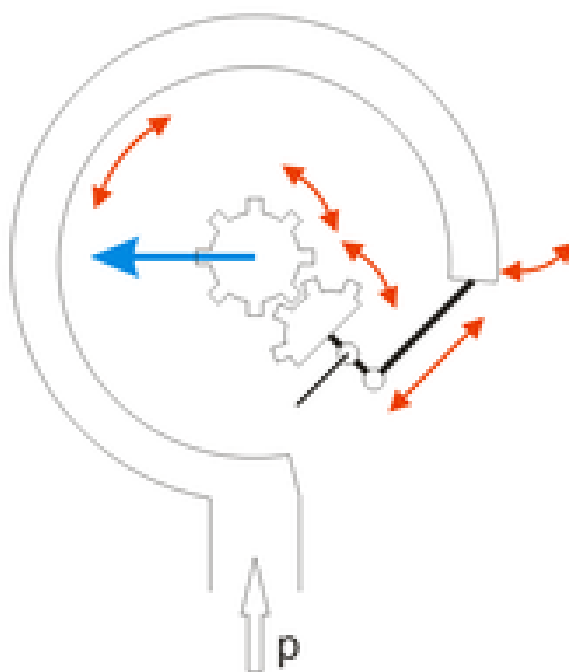


Рисунок 3.5 – Манометр з одновитковою трубчастою пружиною

Манометр складається з корпуса, шкали, латунної трубки – пружини еліптичного перерізу, стрілки, передавального механізму. Манометр вільним кінцем трубки приєднується до рідини в точці, де вимірюється тиск. При збільшенні тиску трубка прагне розігнутися, чи стиснутись при зменшенні тиску. За допомогою передавального механізму приводиться в рух стрілка, що на шкалі показує певну величину тиску.

Вимірювальні перетворювачі тиску ґрунтуються на методі прямого перетворення, розрізняються як за видом деформаційного чутливого елемента, так і за способом перетворення його переміщення або зусилля, яке розвивається ним, у сигнал вимірювальної інформації.

**Індуктивні вимірювальні перетворювачі тиску.** На рис. 3.6, а показана схема вимірювального перетворювача тиску, оснащеного перетворювальним елементом індуктивного типу. Мембрана 1, що сприймає тиск, є рухомих якорем електромагніта 2 з обмоткою 3. Під дією вимірювального тиску мембрана 1 переміщується, що викликає зміну електричного опору індуктивного перетворювального елемента.

**Диференційно-трансформаторні вимірювальні перетворювачі тиску.** Вимірювальний перетворювач тиску диференційно-трансформаторного типу (рис. 3.6, б) містить деформаційний чутливий елемент 1 і диференційно-трансформаторний елемент 2. Перетворювальний елемент являє собою каркас із діелектрика, на якому розміщені котушка з первинною обмоткою 7, що складається із двох секцій, згідно намотаних, і двох секцій 4, вторинні обмотки 5, включених зустрічно. У середині каналу котушки розташований рухомий сердечник 6 з магніт'якого матеріалу, пов'язаний із пружиною 1 тягою 3. Перетворення вимірювального тиску в електричні сигнали розглянутим перетворювачем тиску здійснюється шляхом перетворення тиску в деформацію (переміщення) чутливого елемента, жорстко з'єднаного із сердечником 6, і наступного перетворення переміщення сердечника 6 в електричний сигнал.

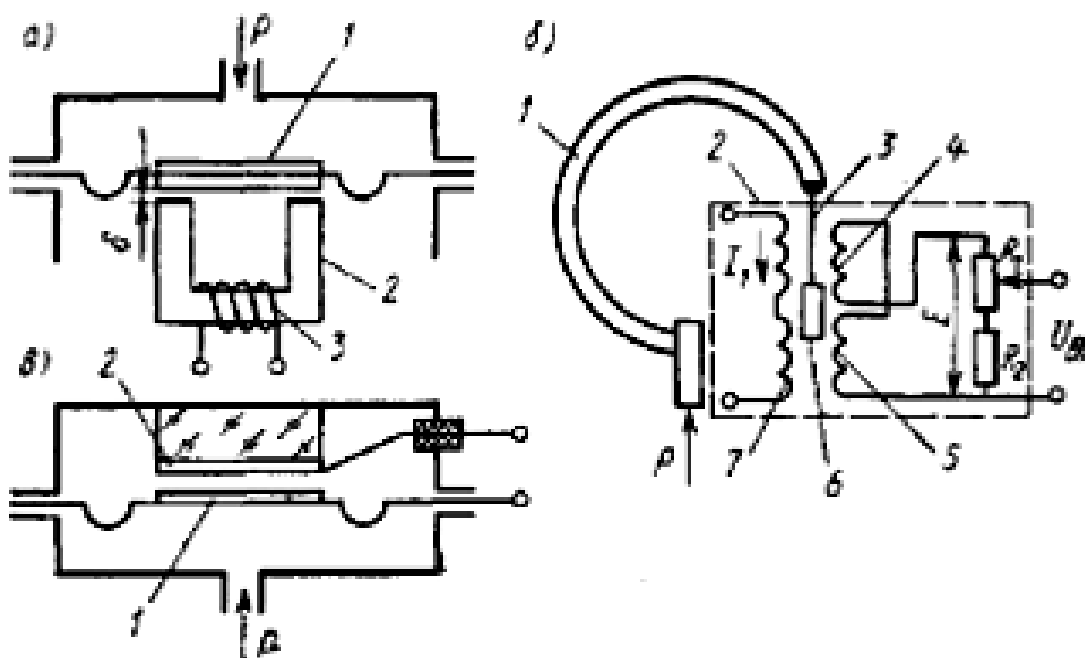


Рисунок 3.6 – Деформаційні вимірювальні перетворювачі тиску

**Ємнісні вимірювальні перетворювачі тиску.** Схема вимірювального перетворювача тиску, оснащеного ємнісним перетворювальним елементом, наведена на рис. 3.6, в. Вимірювальний тиск сприймається металевою мембраною 1, що є рухомим електродом ємнісного перетворювального елемента. Нерухомий електрод 2 ізолюється від корпусу за допомогою кварцових ізоляторів. За залежністю ємності  $C$  перетворювального елемента від переміщення  $\delta$  мембрани 1 вимірюється величина тиску.

**Тензорезисторні вимірювальні перетворювачі тиску.** Перетворювачі тиску цих видів являють собою деформаційний чутливий елемент, найчастіше мембрану, на яку наклеюються тензорезистори. В основі принципу роботи тензорезисторів лежить явище тензоефекту, суть якого полягає в зміні опору провідників і напівпровідників при їхній деформації. Існує зв'язок між зміною опору тензорезистору і його деформацією. Отримали розповсюдження дрітові і фольгові тензорезистори, що виготовляють із провідників типу манганіну, ніхром, константану, а також напівпровідникові тензорезистори, що виготовляють із кремнію і германію р- і n-типів. Опір тензорезисторів, що виготовляють із провідників, становить 30...500 Ом, а опір напівпровідникових тензорезисторів від  $5 \cdot 10^{-2}$ ...10 кОм.

### 3.3. Основне рівняння гідростатики. Закон Паскаля

Гідростатичний тиск  $p$  в будь-якій точці рідини, що знаходиться в стані рівноваги, (наприклад в точці  $B$  резервуара на рис. 3.7) визначається за формулою

$$p = p_0 + \rho gh, \quad (3.11)$$

де  $p_0$  – тиск на вільній поверхні рідини;  $\rho$  – питома маса рідини;  $h$  – глибина занурення точки,  $m$ .

В тих випадках, коли точка, що розглядається, розміщена вище поверхні з тиском  $p_0$ , другий член в основному рівнянні гідростатики є від'ємний.

Рівняння (3.11) є однією з форм запису основного рівняння гідростатики: **Повний або абсолютний тиск  $p_{abc}$  в будь-якій точці рідини, що знаходиться у стані спокою, складається з тиску на вільній поверхні  $p_0$  і тиску стовпа рідини  $\rho gh$ , що знаходиться над нею.**

Для різних точок нерухомої рідини гідростатичний напір – сума геометричної  $z$  і п'єзометричної висот  $\frac{p}{\rho g}$  є незмінною (рис. 3.7):

$$H = z + \frac{p}{\rho g} = \text{const}. \quad (3.12)$$

Рівняння (3.12) є другою формою запису основного рівняння гідростатики.

Поверхні з однаковим тиском чи вакуумом називаються поверхнями рівного тиску чи **еквіпотенціальними поверхнями**.

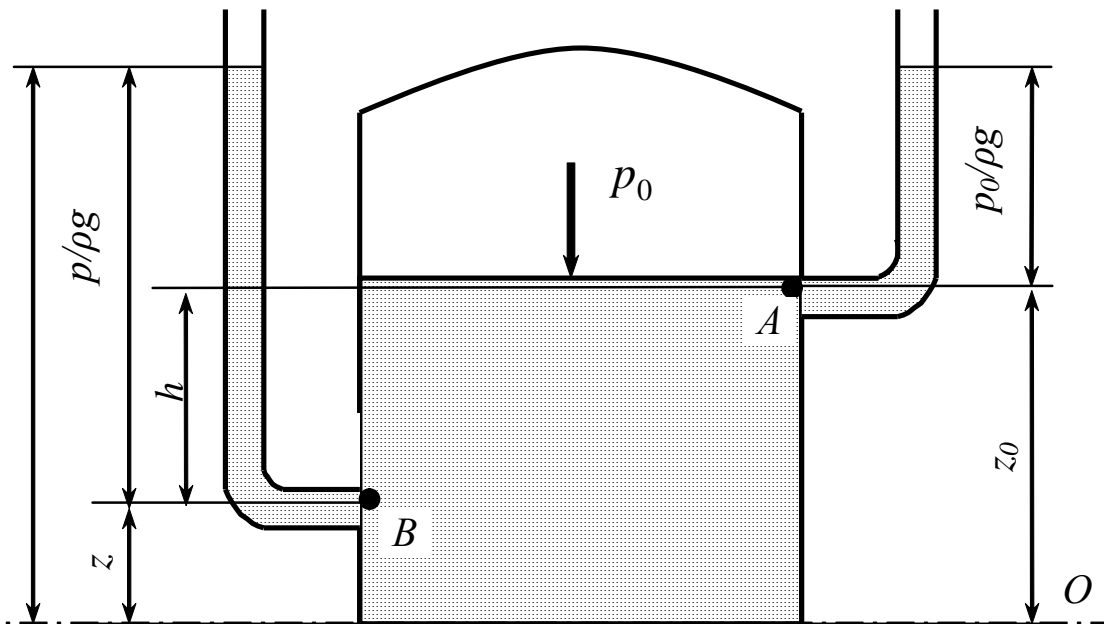


Рисунок 3.7 – Графічна ілюстрація основного рівняння гідростатики

З основного рівняння гідростатики видно, що тиск, який діє на вільній поверхні рідини передається в усі точки рідини. Це положення називається **законом Паскаля**.

На практиці існують гідравлічні машини, дія яких базується на законах гідростатики, і зокрема на законі Паскаля. На рис. 3.8 показана принципова схема гідравлічного преса. За допомогою такого пристрою можна одержати значний виграш у силі.

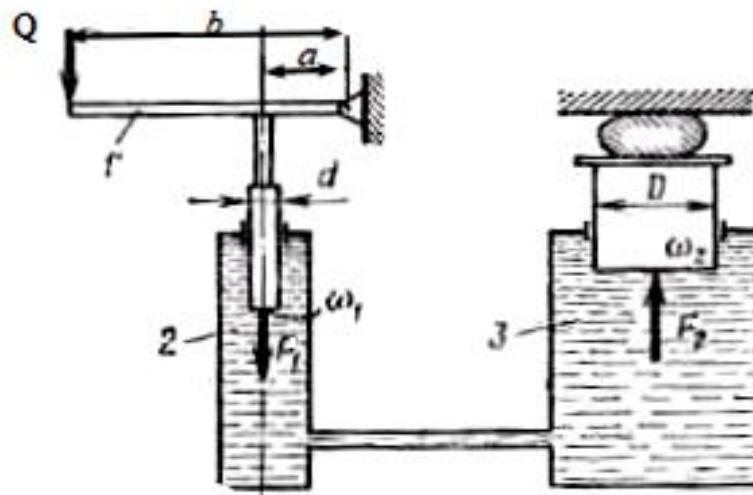


Рисунок 3.8 – Схема гідравлічного преса

Гідравлічний прес складається з наступних основних частин: важеля 1, малого циліндра 2 з поршнем діаметром  $d$ , великого циліндра 3 з поршнем діаметром  $D$ .

Прикладаючи до кінця важеля силу  $Q$ , діємо на малий поршень силою  $F_1$ . В результаті цього рідина стискується і тиск передається на поршень великого циліндра. Сила тиску на поршень діаметром  $D$  дорівнює  $F_2$ . Визначимо значення.

За законом важеля другого роду сила  $F_1$  дорівнює  $F_1 = Q \frac{b}{a}$ , а тиск, створений у рідині,  $p = F_1/S_1 = Q(b/a) \cdot (1/S_1)$ . Цей тиск діє на площу великого поршня по всій його площі  $S_2$  із силою

$$F_2 = pS_2 = Q(b/a) \cdot (S_2/S_1). \quad (3.13)$$

Площі поршнів  $S_1 = 4\pi d^2/4$  і  $S_2 = 4\pi D^2/4$ .

Підставляючи ці значення у вираз для  $F_2$ , знаходимо

$$F_x, F_y, F_z, [H] \quad F_2 = Q(b/a)(D/d^2) \quad (3.14)$$

З урахуванням втрат на тертя розрахункова формула гідравлічного преса записується в наступному вигляді:

$$F_2 = \eta Q(b/a)(D/d^2), \quad (3.15)$$

де  $\eta$  – коефіцієнт корисної дії гідравлічного преса ( $\eta = 0,8-0,85$ ).

### 3.4. Сила тиску рідини. Гідростатичний парадокс

Сила тиску рідини на поверхню в загальному випадку визначається (рис. 3.9):

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2} \quad (3.16)$$

де – проекції сили тиску на відповідні осі координат.

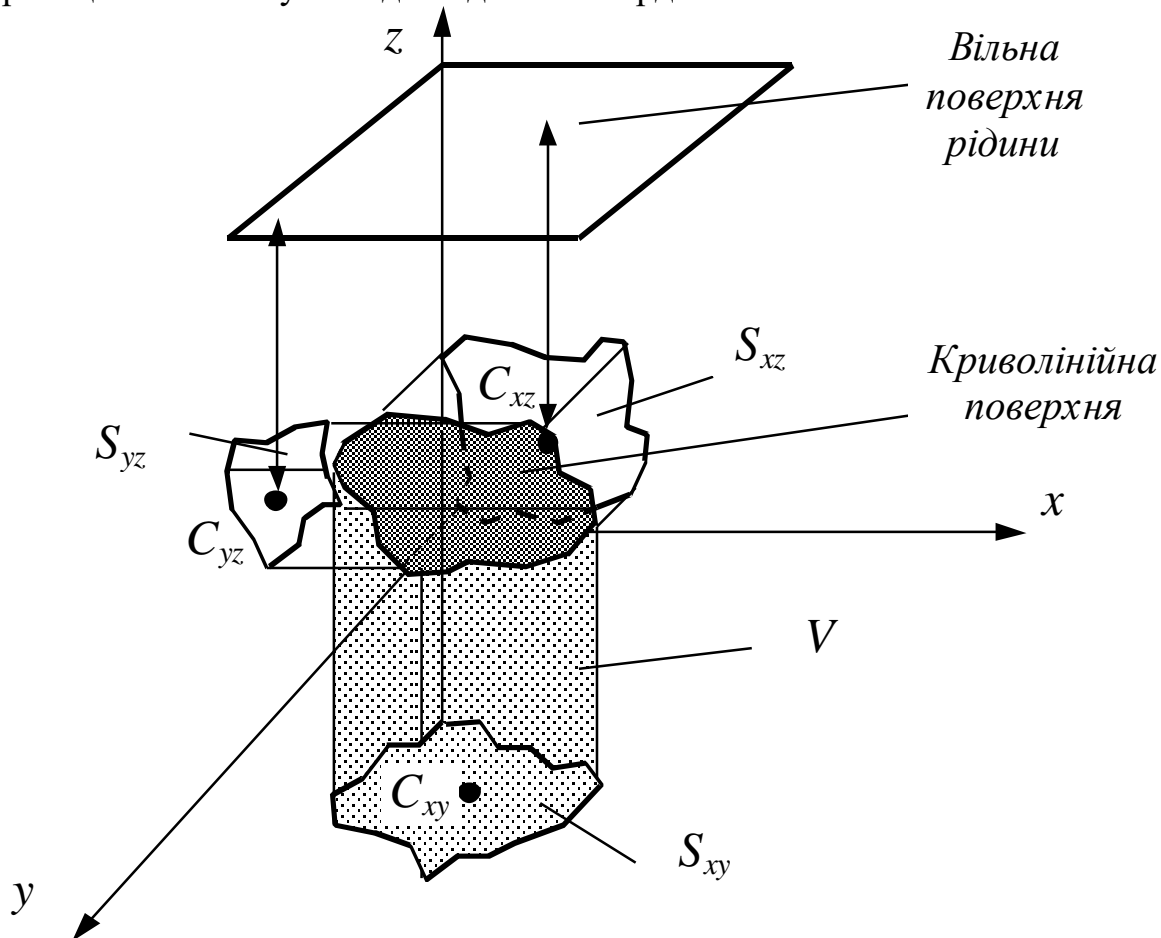


Рисунок 3.9 – Сила тиску рідини на криволінійну поверхню рідини

Проекції сили тиску обраховуються за формулами:

$$F_x = (p_0 + \rho g h_{Cyz}) S_{yz}; \quad (3.17)$$

$$F_y = (p_0 + \rho g h_{Cxz}) S_{xz} \quad (3.18)$$

$$F_z = G + p_0 S_{xy} \quad (3.19)$$

де  $p_0$  – тиск на вільній поверхні рідини;  $S_{yz}$ ,  $S_{xz}$ ,  $S_{xy}$  – площі проекцій криволінійної поверхні на відповідні площини системи координат;  $h_{Cyz}$ ,  $h_{Cxz}$  – глибина занурення центра ваги відповідної проекції криволінійної поверхні під вільну поверхню рідини;  $G = \rho g V$  – вага тіла тиску, тобто об'єму рідини, що обмежений криволінійною поверхнею, вільною поверхнею рідини та вертикальною поверхнею, що проходить по контуру криволінійної поверхні.

В часткових випадках формули (3.17)-(3.19) спрощуються і знайшли широке практичне використання. Розглянемо ці випадки:

1. Поверхня плоска (лежить в одній площині) і розміщена горизонтально:

$$F = F_z = G + p_0 S = \rho g V + p_0 S \quad (3.20)$$

2. Поверхня плоска і розміщена вертикально (рис. 3.10):

$$F = F_r = (p_0 + \rho g h_c) S \quad (3.21)$$

де  $h_c$  – глибина занурення центра ваги.

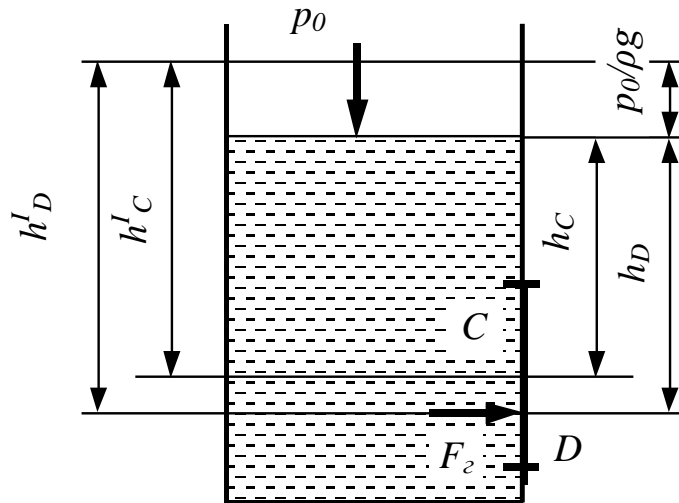


Рисунок 3.10 – Сила тиску рідини на вертикальну поверхню

Сила  $F$ , прикладена в центрі тиску  $D$ , координату якого визначають за формулою:

$$h'_D = h'_C + \frac{I_C}{h_c S} \quad (3.22)$$

де  $I_C$  – момент інерції плоскої фігури відносно центральної осі (для прямокутника  $I_C = \frac{bh^3}{12}$ , для трикутника  $I_C = \frac{bh^3}{36}$ , для кола  $I_C = \frac{\pi d^4}{64}$ ).

У випадку дії на верхню поверхню атмосферного тиску ( $p_0 = p_{атм}$ )  $h_D = h'_D$ ,  $h_C = h'_C$ .

3. Поверхня плоска і розміщена під деяким кутом до горизонтальної площини (рис. 3.11) або криволінійна, симетрична відносно вертикальної площини (рис. 3.12).

Сила тиску складається з двох складових:

$$F = \sqrt{F_B^2 + F_T^2}, \quad (3.23)$$

де  $F_T$  – горизонтальна складова сили тиску

$$F_T = (p_0 + \rho g h_C) S_B, \quad (3.24)$$

$S_B$  – вертикальна проекція плоскої поверхні,

$F_B$  – вертикальна складова сили тиску

$$F_B = G + p_0 S_T, \quad (3.24)$$

$S_T$  – вертикальна проекція плоскої поверхні.

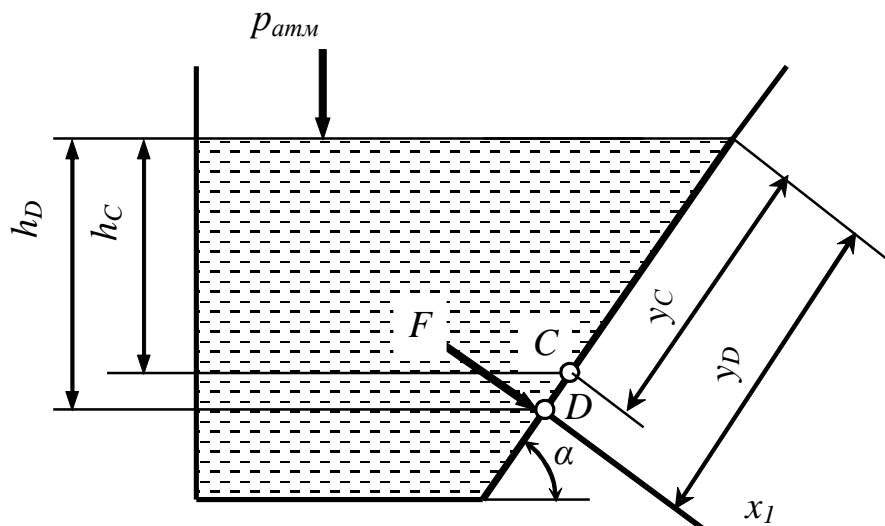


Рисунок 3.11 – Сила тиску рідини на плоску похилу поверхню

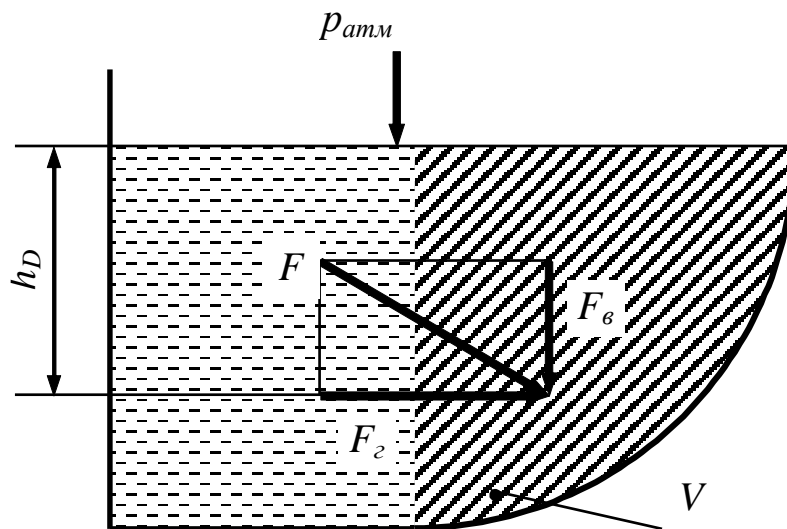


Рисунок 3.12 – Сила тиску рідини на криволінійну поверхню, симетричну відносно вертикальної площини

У випадку плоскої поверхні, розміщеної під кутом  $\alpha$  до горизонту (див. рис. 3.12) силу тиску можна визначати як об'єм епюри тиску, тобто вона буде рівна об'єму призми з основою  $\rho g H$  і висотою  $H$ :

$$F = \frac{\rho g H^2 b}{2}, \quad (3.25)$$

де  $b$  – ширина поверхні.

Положення центра тиску в площинні стінки (див. рис. 3.11) визначається за формулою:

$$y_D = y_C + \frac{I_C}{y_C S}, \quad (3.26)$$

де  $y_D, y_C$  – відстані від центрів тиску і центра ваги площі стінки відповідно;  $I_C$  [ $m^4$ ] – момент інерції площі стінки відносно осі  $x_1$ , що проходить через центр ваги площі стінки.

Якщо виразити (3.26) через вертикальні відстані, отримаємо формулу:

$$h_D = h_C + \frac{I_C}{h_C S} \sin^2 \alpha. \quad (3.27)$$

Для криволінійної стінки, симетричної відносно вертикальної осі (див. рис. 3.12) лінія дії  $F_r$ , проходить через центр тиску вертикальної проекції стінки, що визначається за (3.27), вертикальна складова  $F_v$  проходить через центр ваги тіла тиску, і направлена вниз, якщо об'єм розміщений зі змоченої сторони, і ввєрх, якщо об'єм знаходиться з незмоченої сторони.

Кут нахилу сили до горизонту

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{F_v}{F_r}. \quad (3.28)$$

Для вирішення багатьох практичних задач доводиться будувати епюри гідростатичного тиску, які представляють собою графічне зображення розподілу гідростатичного тиску на поверхні (рис. 3.13)

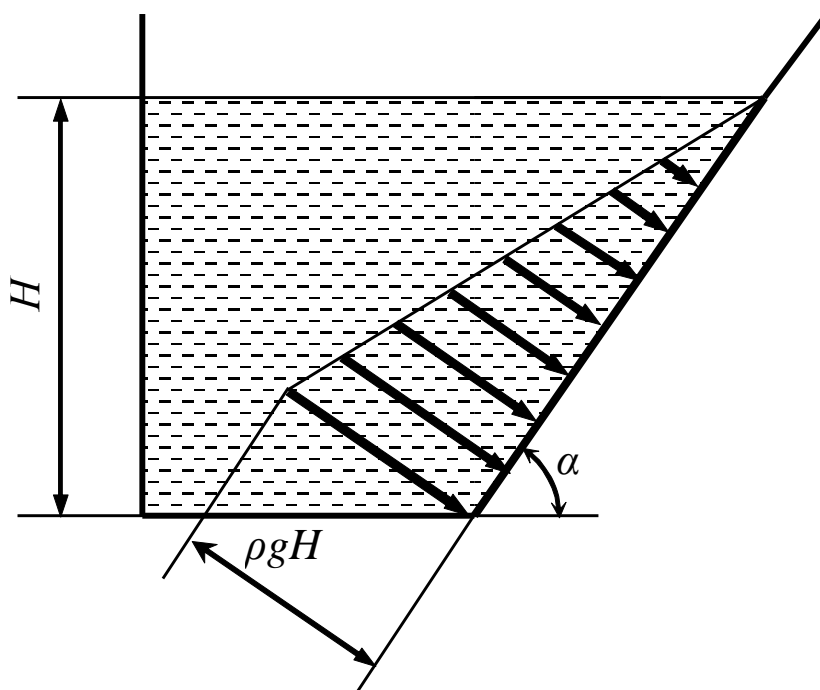


Рисунок 3.13 – Епюра тиску рідини на плоску похилу стінку

Плоске дно посудин і резервуарів є окремим частковим випадком плоскої стінки, зануреної в рідину. Для горизонтального плоского дна судини (рис. 3.14) за умови дії на вільну поверхню рідини атмосферного тиску сила гідростатичного тиску дорівнює  $F_T = \rho ghS$ , а центр тиску і центр ваги площі дна збігаються.

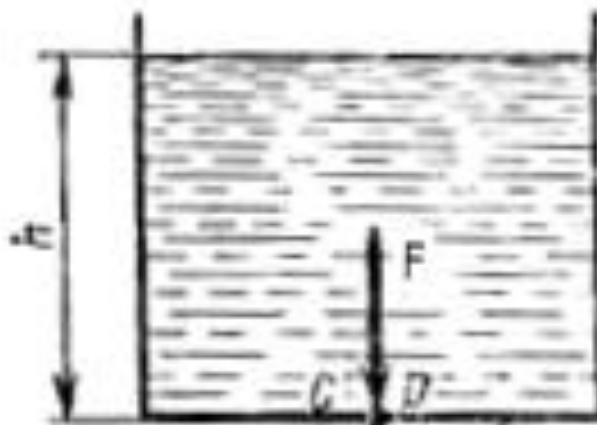


Рисунок 3.14 – Сила тиску на плоске дно посудини

Розглянемо зображені на рис. 3.15 три посудини різної форми, заповнені однаковою рідиною.

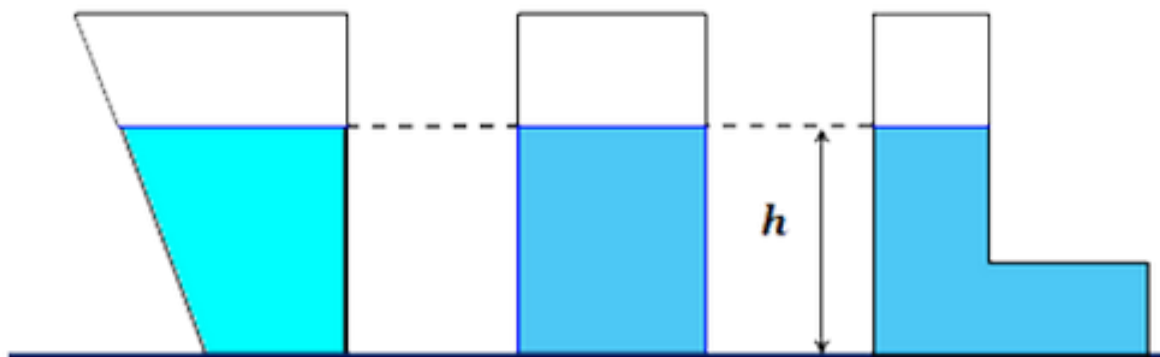


Рисунок 3.15 – Гідростатичний парадокс

Глибина занурення  $h$  горизонтального плоского дна і його площа  $S$  в усіх посудинах однакові. Неважко переконатися, що сила гідростатичного тиску на плоске дно будь-якої посудини буде також однаковою хоча об'єми рідини в посудинах різні. Це явище називається **гідростатичним парадоксом**, сформулювати який можна так: **сила гідростатичного тиску на плоске горизонтальне дно посудини залежить тільки від площі дна і глибини рідини в посуді і не залежить від форми посудини.**

Труби і резервуари, які наповнені рідиною, перебувають під дією внутрішнього гідростатичного тиску, який може розірвати трубу чи резервуар, якщо товщина їх стінок буде недостатня для сприйняття тиску рідини. Розглянемо поперечний переріз круглої труби (рис. 3.16, *a*) з внутрішнім діаметром  $d$  і довжиною  $L$ , що знаходиться під дією внутрішнього гідростатичного тиску.

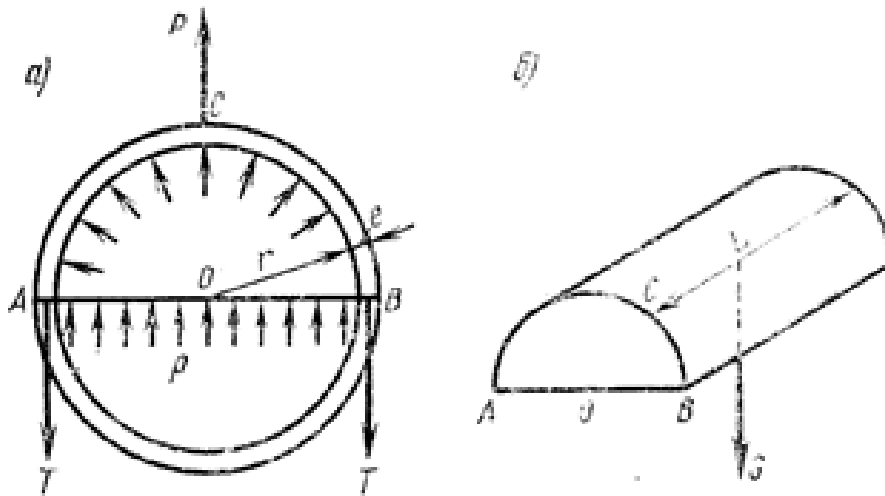


Рисунок 3.16 – Сила тиску на стунку труби

Задача визначення товщини стінок труби зводиться до визначення сили  $F$ , що прагне відірвати одну половину труби від іншої по лінії  $AB$  і якій протидіє сила  $T$  – опір матеріалу стінок труби. Сила  $F$  – це рівнодійна сил, що діють по нормалі до внутрішньої поверхні труби. Замінімо тиск на криволінійну поверхню тиском на площину (в даному випадку на діаметральну площину  $AB$ ). Тиск від діаметральної площини  $AB$  передається через рідину на криволінійну поверхню  $ACB$  труби (рис. 3.16, б). Якщо вісь труби горизонтальна, тоді сила  $F$  протидіє силі ваги рідини  $G$ . Так як сила  $G$  незначна у порівнянні із силою  $F$ , то в більшості випадків нею можна знехтувати. Якщо тиск рідини на одиницю площі дорівнює  $p$ , то на всю площу:

$$F = pS = pdL. \quad (3.29)$$

Сила  $T$ , що виражає опір матеріалу стінки труби, визначається розмірами поперечного перерізу стінки труби і допустимою напругою, матеріалу  $\sigma$ . Отже,

$$T\sigma\delta L, \quad (3.30)$$

де  $\delta$  – товщина стінки труби.

Так як  $F = 2T$  (два шви розриву), то

$$F = pdL = 2\sigma\delta L. \quad (3.31)$$

Тоді товщина стінки:

$$\delta = \frac{pr}{\sigma}. \quad (3.32)$$

Розрахункову товщину  $\delta$  необхідно дещо збільшити на виробничий припуск  $a$

$$\delta = \frac{pr}{\sigma} + a. \quad (3.33)$$

На рис. 3.17 показана частина водопровідної труба, що утворює коліно з кутом повороту  $\alpha$ . Рідина, що заповнює трубу на ділянці коліна, діє з силою

$$F_1 = F_2 = 0,25 \pi D^2 p,$$

де  $p$  – тиск рідини на одиницю площі.

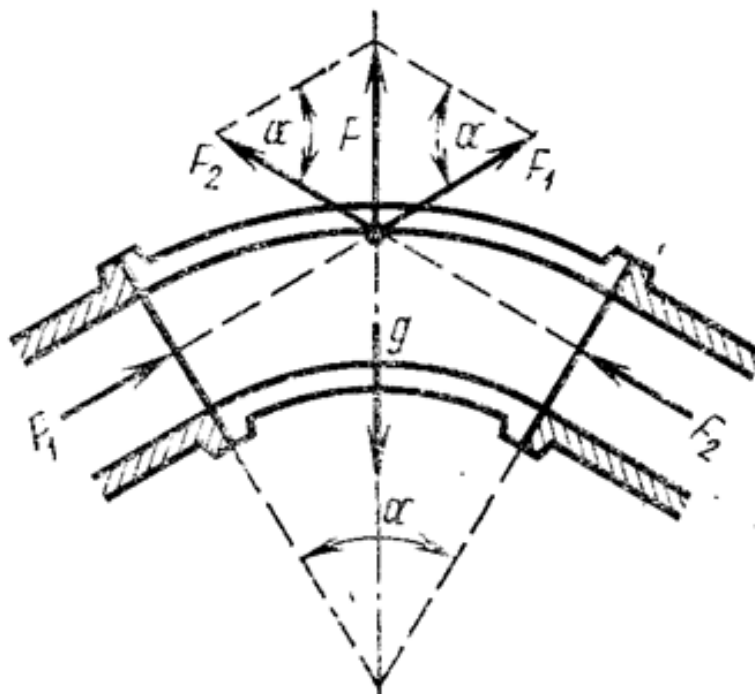


Рисунок 3.16 – Сила тиску на коліно труби

Якщо труба утворює коліно у вертикальній площині, то до цих сил приєднується ще сила ваги самої рідини  $G$  в об'ємі коліна. З паралелограма сил можемо знайти силу  $F$ :

$$F = 2F_1 \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 0,5\pi D^2 p \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right). \quad (3.34)$$

На величину сили  $F$  зазвичай розраховують так звані анкерні опори трубопроводів, що встановлюються в місцях повороту труб.

### 3.5. Закон Архімеда. Рівновага і стійкість тіл, занурених у рідину

На тіло, занурене в рідину, діє відштовхувальна сила рівна силі ваги рідини в об'ємі цього тіла. Це положення відоме під назвою закону Архімеда (грецький учений, що жив у III ст. до н.е.)

$$F_A = \rho g V, \quad (3.35)$$

де;  $V$  – об'єм зануреної в рідину частини тіла.

Сила тяжіння, що діє на тіло  $F_T = m_T g = \rho_T V_T g$ , де  $m_T$  – маса тіла;  $\rho_T$  – питома маса ( густина) тіла;  $V_T$  – об'єм тіла.

Порівнюючи вагу тіла в повітрі – силу тяжіння  $F_T$  і виштовхувальну силу  $F_A$  виділяють три випадки (рис. 3.17):

1.  $F_T > F_A$  – тіло тоне;
2.  $F_T = F_A$  – тіло плаває, частково занурившись в рідину;
3.  $F_T < F_A$  – тіло впливає доти, доки  $F_T$  не зрівняється з силою  $F_A$ .

У другому і третьому випадках можна визначити питому масу тіла за допомогою рідни.

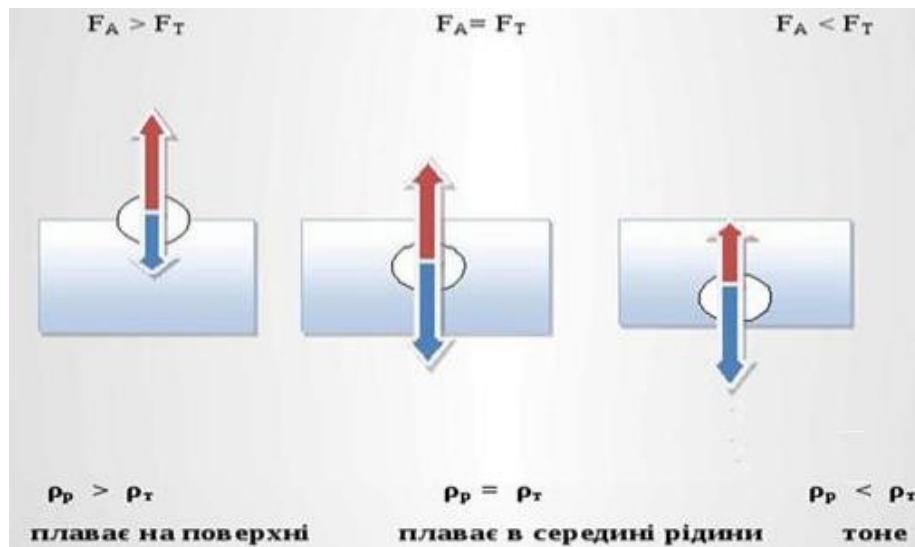


Рисунок 3.17 – Умова плавання тіл

Сила тяжіння тіла  $F_T$ , прикладена в його центрі ваги  $C$ , що діє зверху вниз. Виштовхувальна сила  $F_A$ , прикладена в центрі тиску або, іншими словами, у центрі водотоннажності  $D$ , що спрямована знизу вгору (рис. 3.18). Центром водотоннажності є центр ваги витиснутого об'єму рідини.

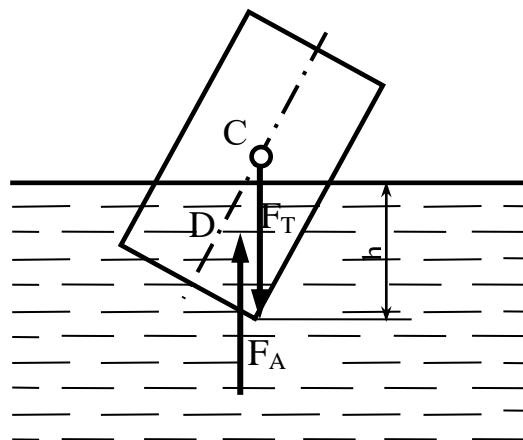


Рисунок 3.18 – Сили, що діють на тіло, занурене у рідину

Для рівноваги тіла, що плаває на вільній поверхні, умови  $F_T = F_A$  недостатньо. З рис. 3.18 бачимо, що у випадку, якщо центр ваги тіла і центр тиску не лежать на одній вертикалі, наприклад, при нахилі (крені) тіла, з'являється пара сил  $F_T$  і  $F_A$ , що прагне повернути тіло. Тому, умов рівноваги тіла, що плаває, буде дві:

- 1) центр ваги тіла і центр тиску повинні лежати на одній вертикалі.
- 2)  $F_T = F_A$ .

Лінія перетину вільної поверхні рідини з поверхнею тіла, плаває (наприклад, баржі, понтона тощо) називається ватерлінією.

Глибина занурення найнижчої точки під рівень вільної поверхні називається глибиною занурення чи осадом ( $h$  на рис. 6.1).

Об'єм рідини, витиснутий тілом, називається об'ємною водотоннажністю.

Сила ваги об'єму рідини, витисненого тілом, називається ваговою

водотоннажністю (дорівнює відштовхуючій силі  $F_A$ ).

Стойкістю називається здатність тіла, що плаває, відновлювати положення рівноваги після того, як зникне причина, що порушила рівновагу. Розглянемо рівновагу тіл, що плавають, зображених на рис. 3.19.

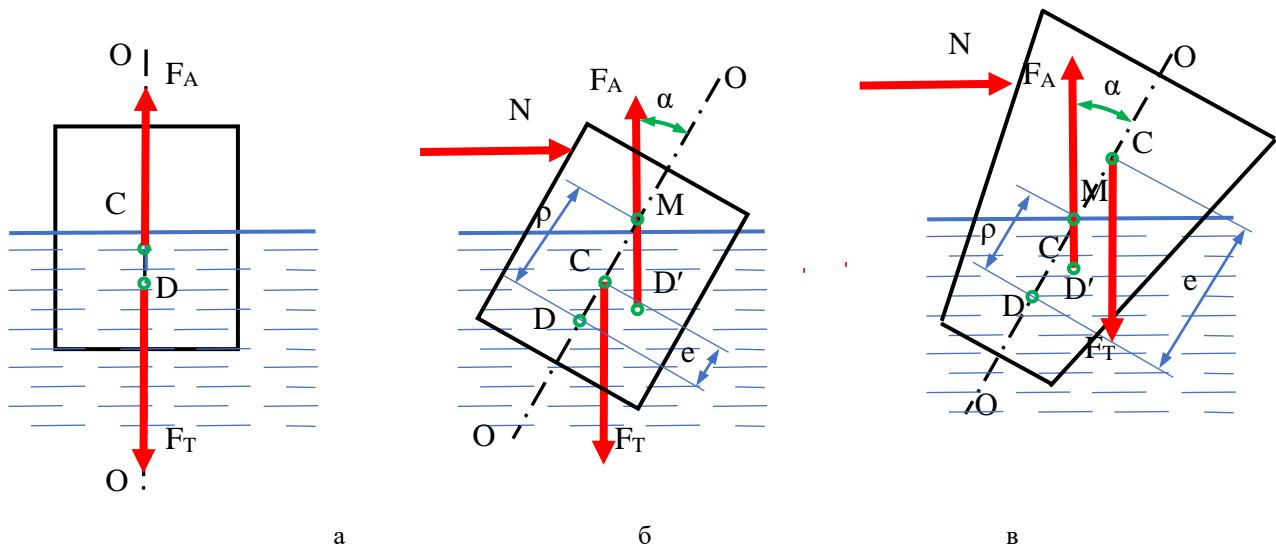


Рисунок 3.19 – Стойкість тіл, занурених у рідину

На рис. 3.19, а тіло, що плаває, знаходиться в стані рівноваги, тому що центр ваги  $C$  і центр водотоннажності  $D$  знаходяться на одній вертикальній лінії  $O-O$ , яка називається **віссю плавання**.

Якщо до тіла прикласти бічну силу  $N$  (на судно може діяти, наприклад, вітер), то тіло під дією цієї сили нахилиться на деякий кут  $\alpha$ . У цьому випадку центр ваги тіла  $C$  залишиться на місці, а центр водотоннажності  $D$  переміститься в положення  $D'$  (рис. 3.19, б, в). Якщо продовжити лінію дії сили Архімеда  $F_A$ , прикладеної в новій точці  $D'$ , вгору, то вона перетне вісь плавання ( $O-O$ ) у деякій точці  $M$ , що називається **метацентром**. Можливі три випадки рівноваги:

1. Якщо метацентр (точка  $M$ ) лежить вище центра ваги (точки  $C$ ), то пара сил  $F_T$ ,  $F_A$  (рис. 3.19, б) зрівноважить дію бічної сили  $N$  і після припинення дії сили  $N$  тіло повернеться в початкове положення, рівновага тіла буде стійкою. У цьому випадку говорять, що тіло, що плаває, стійке.

2. Якщо метацентр  $M$  лежить нижче центра ваги  $C$  (рис. 3.19, в), то пара сил  $F_T$ ,  $F_A$  прагне збільшити крен тіла, і рівновага тіла, що плаває, буде нестійкою.

3. Якщо метацентр  $M$  збігається з центром ваги  $C$ , то тіло що плаває нестійке, тому що нормальне положення після крену не відновлюється.

При невеликому крені тіла **метацентр переміщується по деякій дузі кола з радіусом  $\rho$** , що називається **метацентричним радіусом**. Позначивши відстань між центром ваги і центром водотоннажності по осі плавання через  $e$ , умови рівноваги плаваючого тіла можна записати так:

- $\rho > e$  – рівновага стійка;
- $\rho < e$  – рівновага нестійка;
- $\rho = e$  – рівновага байдужна.

Таким чином, для стійкості тіла, що плаває на вільній поверхні рідини,

необхідно, щоб метацентричний радіус  $\rho$  був більшим, чим відстань між центром ваги і центром водотоннажності, або метацентр повинний знаходитися вище центра ваги тіла.

### 3.6. Види руху рідини. Струменевий рух

Розділ гідравліки, у якому розглядаються закони руху і взаємодії рідини з нерухомими і рухомими поверхнями називається гідродинаміка. Рух рідини характеризується швидкостями руху частинок в окремих точках потоку рідини, тисками, що виникають на різних глибинах, а також загальною формою потоку.

Глибини потоку рідини, швидкості і тиски в точках потоку залежати від координат цих точок  $x$ ,  $y$  і  $z$ , тобто є функціями координат. Крім того, ці величини можуть змінюватися в часі, будучи також функцією часу  $t$ . Розрізняють усталений (стаціонарний) і неусталений (нестационарний) рух рідини.

**Усталений (стаціонарний) рух** – це такий рух рідини, при якому швидкість потоку і гідродинамічний тиск у будь-якій точці не змінюються з часом, а залежать тільки від положення розглянутої точки в потоці рідини, тобто є функціями її координат. Прикладами усталеного руху може бути витікання рідини з отвору резервуара при постійному напорі, потік води в каналі при незмінному його поперечному перерізі і постійній глибині.

**Неусталеним (нестационарним)** називають такий рух рідини, при якому швидкість руху і тиск у кожній точці змінюються з часом, тобто є функціями не тільки координат, але і часу. Прикладом неусталеного руху є витікання рідини з отвору резервуара при перемінному напорі.

**Рівномірним** називають такий усталений рух рідини, при якому «живі перерізи» і середня швидкість потоку не змінюються по його довжині. Рівномірним можна вважати рух рідини в циліндричній трубі чи каналі незмінного поперечного перерізу і постійної глибини.

**Нерівномірним** називають такий усталений рух рідини, при якому «живі перерізи» і середні швидкості потоку змінюються по його довжині. Нерівномірним вважають рух рідини в конічній трубі та у природному руслі.

При вирішенні практичних задач припускають, що потік рідини, що рухається, складається з окремих елементарних струменів, які не змінюють своєї форми, тобто потік умовно розбивають на ряд елементарних струменів (трубок), як це показано на рис. 3.20.



Рисунок 3.20 – Поняття елементарного струмення

**Модель відповідно до такого припущення іноді називають струменевою моделлю руху рідини.**

Розглянемо потік рідини при усталеному русі (рис. 3.21).

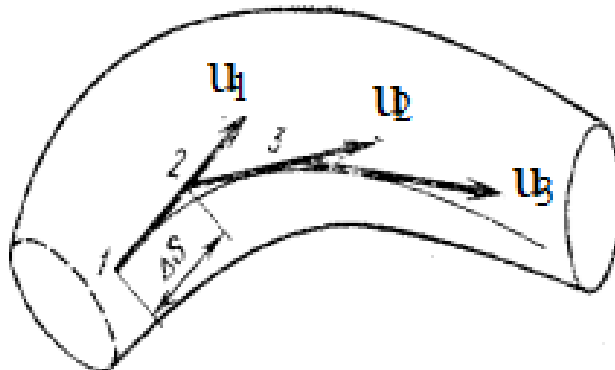


Рисунок 3.21 – Модель потоку рідини в усталеному русі

У точках **1, 2, 3, ...** цього потоку, узятих на відстані  $\Delta S$  одна від одної, проведемо вектори  $\mathbf{u}_1, \mathbf{u}_2, \mathbf{u}_3, \dots$ , які показують величину і напрямок швидкостей руху частинок рідини в даний момент часу. **Дотична крива до цих векторів називається лінією течії; вона характеризує напрямок руху ряду послідовно розташованих частинок рідини в даний момент часу.**

Якщо в рідині, що рухається, виділити нескінченно малий замкнутий контур і через всі його точки провести лінії течії, які відповідають даному моменту часу, вийде як би трубчаста непрониклива поверхня, яка називається **трубкою течії**. Маса рідини, яка рухається усередині трубки течії, утворить **елементарний струмінь**.

Елементарний струмінь має властивості:

- 1) швидкості і площі поперечних переріз струменів в одному живому перерізі не змінюються внаслідок їхньої малості;
- 2) швидкості і площі поперечних переріз струменів у різних живих перерізах можуть змінюватись, однак, добутки швидкостей окремих частинок струменя  $v$  на площі їх поперечного перерізу  $S$  залишаються постійними (рівняння нерозривності елементарного струменя):

$$v_1 S_1 = v_2 S_2 = v S = \text{const.} \quad (3.36)$$

**Сукупність елементарних струменів, що представляє собою неперервну масу частинок, які рухаються в якому-небудь напрямку, називається потоком рідини, до якого можна застосувати 1-шу і 2-гу властивості елементарного струменя**

Потік може бути цілком чи частково обмежений твердими стінками, наприклад у трубопроводі чи каналі, і може бути вільним, наприклад струмінь, що виходить із сопла гідромонітора.

### 3.7. Гідравлічні елементи потоку

**Гідравлічні елементи потоку –це площа живого перерізу, витрата потоку, змочений периметр, гідравлічний радіус, середня швидкість.**

**Живим перерізом потоку, що має площу  $S$ , називають поперечний переріз потоку, перпендикулярний напрямку руху і обмежений його зовнішнім**

контуром.

**Витратою потоку  $Q$**  називають об'єм рідини, що проходить в одиницю часу через живий переріз потоку. Витрата рідини вимірюють у  $\text{м}^3/\text{с}$ ,  $\text{м}^3/\text{год}$ ,  $\text{л}/\text{с}$ ,  $\text{л}/\text{год}$  тощо.

Іноді використовують поняття масової витрати  $G$ , під якою розуміють масу рідини, що протікає за одиницю часу через живий переріз потоку. Між масовою й об'ємною витратами існує така залежність:

$$G = \gamma Q, \quad (3.37)$$

де  $\gamma$  – питома вага рідини.

**Змоченим периметром  $\chi$**  називають периметр частини живого перерізу, у межах якої потік рідини контактує з твердими зовнішніми стінками. Для труби, повністю заповненої водою, з круглим живим перерізом –  $\chi = 2\pi r$ , для квадрата –  $\chi = 4a$ , де  $a$  – сторона квадрата;

**Гідравлічним радіусом  $R$**  називають відношення площі живого перерізу потоку  $S$  до змоченого периметра  $\chi$ :

$$R = S/\chi. \quad (3.38)$$

Гідравлічний радіус наближено враховує вплив форми і розмірів живого

перерізу на рух рідини. Для кола  $R = \frac{\pi d^2/4}{\pi d} = \frac{d}{4}$ , для квадрата  $R = \frac{a^2}{4a} = \frac{a}{4}$ , для

відкритого каналу трикутної форми з рівними сторонами  $R = \frac{b^2\sqrt{3}}{2 \cdot 2b} = \frac{b\sqrt{3}}{4}$

**Середньою швидкістю потоку  $v$**  називають відношення витрати потоку  $Q$  до площі його живого перерізу  $\omega$ :

$$v = Q/S. \quad (3.39)$$

**Середня швидкість потоку при усталеному русі рідини** – це така фіктивна, однакова для всіх точок потоку швидкість, з якою повинні рухатися всі частинки рідини в даному живому перерізі  $S$  при витраті  $Q$ , що відповідає істинним швидкостям цих частинок.

### 3.8. Рівняння витрат та рівняння нерозривності потоку рідини

Розглянемо усталений рух рідини в руслі перемінного перерізу (рис. 3.22). Виберемо два довільних перерізи **I-I** і **II-II**, нормальних до осі потоку, і розглянемо замкнену між ними ділянку потоку.

Так як рідина не стискається, а стінки русла жорсткі, другу властивість елементарних струменів (3.36) стосовно до потоку рідини  $v=Q/S$ . можна записати в кінцевому виді:

$$Q_{I-I} = Q_{II-II} = Q = \text{const}. \quad (3.40)$$

Це рівняння називають **рівнянням сталості витрати**. З нього випливає, що в будь-якому перерізі потоку при усталеному русі рідини, що не стискається, витрата постійна.

Так як  $Q = vS$ , то рівняння (3.40) може бути записане у виді

$$S_1 v_1 = S_2 v_2 = Sv = \text{const.} \quad (3.41)$$

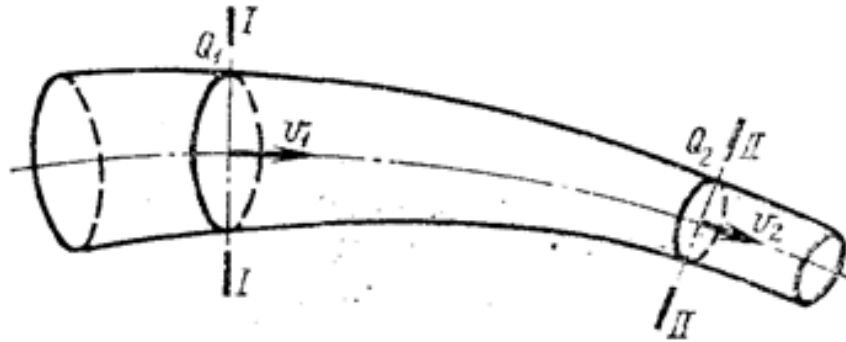


Рисунок 3.22 – Перерізи потоку рідини

Рівняння (3.41) називають **рівнянням нерозривності потоку**. Воно показує, що при усталеному русі рідини, що не стискається, добуток площі живого перерізу на середню швидкість потоку є постійною величиною.

Отже, при усталеному русі рідини середні швидкості потоку обернено пропорційні площам відповідних живих перерізів:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{S_2}{S_1}. \quad (3.42)$$

### 3.9. Рівняння Бернуллі та його практичне застосування

Розглянемо елементарний струмінь ідеальної рідини (рис. 3.23). Виберемо на ньому два довільних перерізи  $1-1$  і  $2-2$ , нормальних до осі струменя, і розглянемо замкнену між ними ділянку струменя. Позначимо середні швидкості струменя в перерізах  $1-1$  –  $v_1$  і  $2-2$  –  $v_2$ ; площі живих перерізів відповідно  $S_1$  і  $S_2$ ; тиски в центрі ваги цих перерізів  $p_1$  і  $p_2$ ;  $Q$  – витрата рідини – приймемо постійною на всій ділянці  $1-1$  і  $2-2$ ; відстані від довільно обраної горизонтальної площини  $O-O$ , яка називається **площиною порівняння**, до центра ваги перерізів – відповідно  $z_1$  і  $z_2$ .

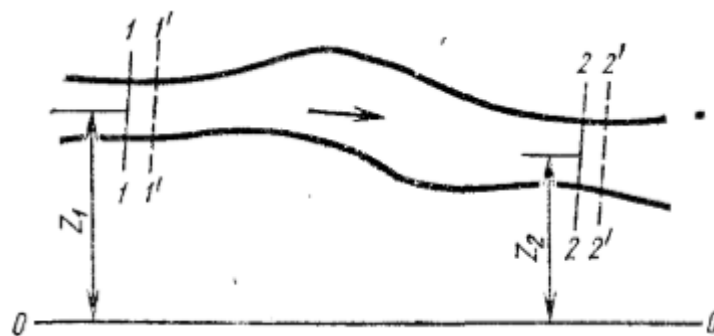


Рисунок 3.22 – Перізи лементарного струменя ідеальної рідини

Вважаємо, що рух рідини усталений. Застосуємо до ділянки, замкненої між перерізами  $1-1$  і  $2-2$ , закон збереження енергії. Відомо, що зміна кінетичної енергії маси  $mv^2/2$  за будь-який проміжок часу  $\Delta t$  дорівнює роботі сил, прикладених до даної маси  $m$  за той же проміжок часу. Зміна кінетичної енергії визначається різницею двох кінетичних енергій. У нашому випадку маємо: у початковий період рідина знаходилася між перерізами  $1-1$  і  $2-2$ , а по закінченню часу  $\Delta t$  перемістилася в положення  $1'-1'$  і  $2'-2'$ . На ділянках  $2-2$  і  $2'-2'$  рідина одержала кінетичну енергію, рівну  $\rho Q \Delta t v_2^2 / 2$ , і втратила на ділянках

$1-1$  і  $1'-1'$  у кількості  $\rho Q \Delta t v_1^2 / 2$ . Таким чином, різниця кінетичних енергій при переміщенні рідини дорівнює

$$\rho Q \Delta t (v_2^2 - v_1^2) / 2 . \quad (3.43)$$

Робота сил, що діють на об'єм рідини, яка протікає на ділянках  $1-1$  і  $2-2$  за час  $\Delta t$ , складається з: 1) роботи сили ваги по переміщенню рідини з положення, що відповідає висоті  $z_1$ , у положення, що відповідає висоті  $z_2$ ; 2) роботи сил тиску на кінцевих поперечних перерізах об'єму рідини на ділянках  $1-1$  і  $2-2$ . Робота сил реакцій не враховується. Нехтуючи дотичними силами, можна вважати, що сили реакції нормальні до напрямку потоку рідини як на ділянках  $2-2$  і  $2'-2'$ , так і  $1-1$  і  $1'-1'$ , а тому їх робота в межах цих ділянок дорівнює нулю.

Робота сили ваги рідини, що протікає протягом часу  $\Delta t$  по шляху її вертикального переміщення, тобто  $z_1 - z_2$  (рис. 3.22), дорівнює

$$\gamma Q \Delta t (z_1 - z_2). \quad (3.44)$$

Робота сил тиску на кінцеві поперечні перерізи  $1-1$  і  $2-2$  визначається величинами: тиск на перший переріз  $p_1 S_1$ ; тиск на другий переріз  $-p_2 S_2$  (знак мінус тому, що рідина стискається в зустрічному до потоку напрямку). Шлях переміщення першого перерізу за час  $\Delta t$  дорівнює  $v_1 \Delta t$ , шлях іншого –  $v_2 \Delta t$ . Отже, робота сил тиску дорівнює

$$p_1 S_1 v_1 \Delta t - p_2 S_2 v_2 \Delta t,$$

але з рівнянь (3.41) і (3.42)  $S_1 v_1 = S_2 v_2 = Q$ , тоді

$$Q \Delta t (p_1 - p_2). \quad (3.45)$$

Враховуючи на, що  $\rho = \gamma/g$ , закон збереження енергії для ідеальної рідини можемо записати так:

$$\gamma Q \Delta t (v_2^2 - v_1^2) / (2g) = \gamma Q \Delta t (z_1 - z_2) + Q \Delta t (p_1 - p_2). \quad (3.46)$$

Розділивши всі члени рівняння (1.54) на  $\gamma Q \Delta t$ , одержимо

$$(v_2^2 - v_1^2) / (2g) = z_1 - z_2 + (p_1 - p_2) / \gamma, \quad (3.47)$$

або

$$v_1^2 / (2g) + p_1 / \gamma + z_1 = v_2^2 / (2g) + p_2 / \gamma + z_2. \quad (3.48)$$

Так як перерізи  $1-1$  і  $2-2$  були узяті випадково, то це рівняння дійсне для будь-яких поперечних перерізів елементарного струменя, узятих по його довжині, і тому рівняння (3.49) можна написати в більш загальному виді:

$$z + p/\gamma + v^2/(2g) = \text{const}. \quad (3.49)$$

Рівняння (3.49) називається **основним рівнянням гідравліки** і відомо за назвою **рівняння Д. Бернуллі для елементарного струменя ідеальної рідини**.

Сума трьох доданків, що входять у рівняння (3.49), називається **повним напором** у даному перерізі і позначається **H**

$$H = z + p/\gamma + v^2/(2g) = \text{const.} \quad (3.50)$$

Помноживши всі члени рівняння (3.50) на  $g$  і замінивши  $\gamma$  еквівалентним йому виразом  $\rho g$ , одержимо рівняння Д. Бернуллі для елементарного струменя ідеальної рідини в будь-якому її перерізі в енергетичній формі;

$$E = zg + p/\rho + v^2/2 = \text{const.} \quad (3.51)$$

В цьому рівнянні кожен член рівняння відображає величину питомої енергії.

Так як всі члени рівняння Бернуллі мають лінійну розмірність, то кожен з них може називатися висотою:  $z$  — геометрична висота, чи висота положення;  $p/\rho$  — п'єзометрична висота;  $v^2/(2g)$  — висота швидкісного напору. Таким чином, геометричний зміст рівняння Д. Бернуллі може бути сформульований так: **При усталеному русі сума трьох висот (висоти положення, п'єзометричною висоти, висоти швидкісного напору) залишається незмінною вздовж елементарного струменя.**

Одже рівняння (3.51) виражає собою один з випадків закону збереження енергії в будь-якому перерізі елементарного струменя, де  $zg$  — питома потенційна енергія положення;  $p/\rho$  — питома потенційна енергія тиску;  $v^2/2$  — питома кінетична енергія. Тоді фізичний (енергетичний) зміст рівняння Бернуллі: **При усталеному русі елементарного струменя рідини сума трьох питомих енергій (енергії положення, енергії тиску і кінетичної енергії) залишається незмінною вздовж елементарного струменя.**

Механічний зміст: **Рівняння Бернуллі виражає закон збереження енергії для одиниці ваги рідини  $(v_2^2 - v_1^2) / (2g) = z_1 - z_2 + (p_1 - p_2) / \gamma$ .**

У реальній рідині в'язкість створює опір рухові рідини в трубі, каналі, що обумовлює появу додаткових втрат тиску ( $h_{\text{втр}}$ ). З врахуванням цих втрат **рівняння Бернуллі для елементарного струменя реальної рідини у всіх її перерізах буде мати вид**

$$z + p/\gamma + v^2/(2g) + (h_{\text{втр}}) = \text{const.} \quad (3.52)$$

При переході від рівняння Бернуллі для елементарного струменя (3.49) до рівняння потоку реальної рідини необхідно враховувати розподіл швидкостей елементарних струменів рідини в межах живого перерізу потоку. Оскільки розподіл швидкостей у потоці невідомий, то в гідравліці приймають ці швидкості однаковими, але в доданок  $v^2/(2g)$  вводять поправочний коефіцієнт  $\alpha$ , що враховує зміну кінетичної енергії внаслідок нерівномірності розподілу швидкостей у живому перерізі потоку. Коефіцієнт  $\alpha$  називається **коефіцієнтом кінетичної енергії** чи коефіцієнтом Коріоліса і визначається дослідним шляхом. Тоді **рівняння Бернуллі для потоку реальної рідини**

$$z + p/\gamma + \alpha v^2/(2g) + (h_{\text{втр}}) = \text{const.} \quad (3.53)$$

Для усталеного руху, що плавно змінюється середнє значення коефіцієнта Коріоліса приймається рівним 1,05 - 1,1. Під рухом, що плавно змінюється розуміють усталений рух рідини, близький до паралельно-струминного.

Для розуміння рівняння Бернуллі попередньо розглянемо вимірювальний прилад – трубку Піто (рис. 3.23) – відкриту з обох боків скляну трубку, вигнуту під прямим кутом. Нижній кінець трубки трохи звужений для ослаблення удару при вході в неї рідини. Площа звуженої частини повинна бути незначною по

відношенню до площі поперечного перерізу самої трубки. Трубка Піто, опущена звуженим кінцем у рідину, що рухається, використовується для вимірювання швидкості течії в точці, у якій розміщений нижній її кінець.

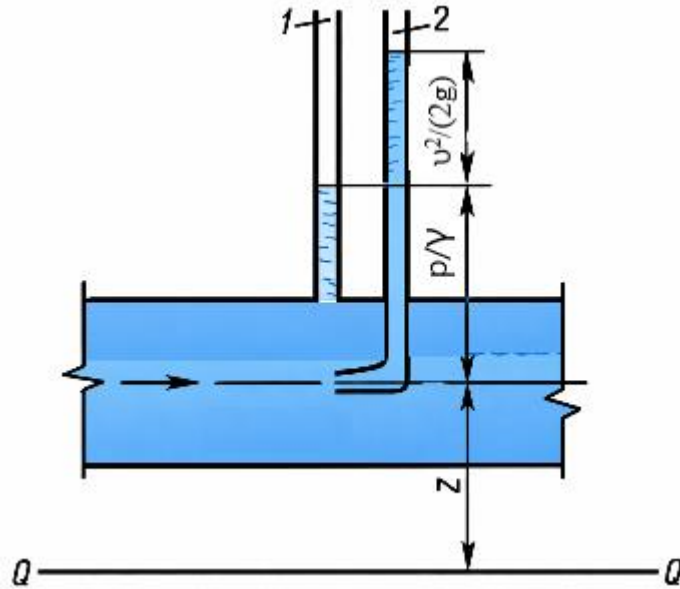


Рисунок 3.23 – Вимірювання вшвиксті потоку рідини: 1 – пезометр, 2 – трубка Піто

Якщо в будь-якому перерізі потоку рідини (рис. 3.23) встановити дві трубки – п’езометричну 1 і трубку Піто 2, нижній вигнутий кінець якої спрямований проти течії (руху рідини), то в трубці Піто створюється додатковий тиск під впливом швидкості рідини. Висота підйому рідини в трубці Піто буде більша висоти підйому рідини в п’езометричній трубці на величину швидкісного напору  $v^2/(2g)$ .

Усі члени рівняння Бернуллі представлені графічно на рис. 3.24.

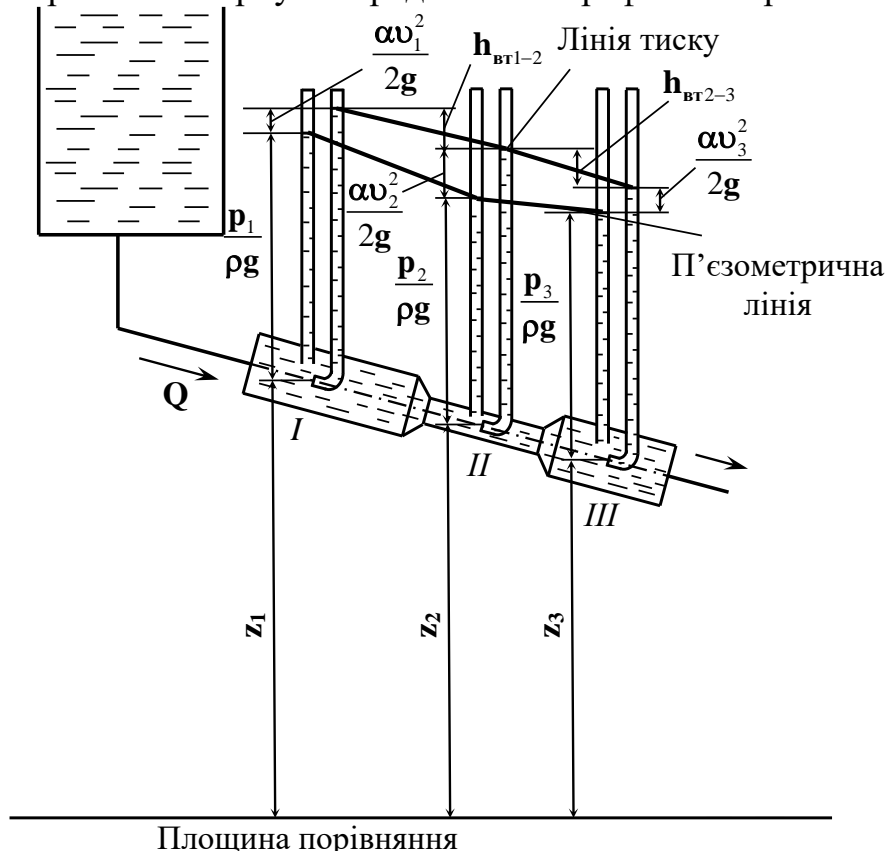


Рисунок 3.24 – Графічна ілюстрація рівняння Бернуллі

Якщо з'єднати рівні рідини в п'езометрах, то одержимо п'езометричну лінію, яка розташована на відстані  $z + p/\gamma$  від площини порівняння. Падіння цієї лінії на одиницю довжини називається **п'езометричним нахилом**.

З'єднуючи рівні рідини в трубках Піто, одержимо лінію тиску, чи напірну лінію. Падіння тиску на одиницю довжини називається **гідравлічним нахилом** і характеризує величину втрат тиску на одиницю довжини. На рис. 3.24 видно, що з віддаленням від початкового перерізу I-I величина втрат тиску зростає.

Рівняння Бернуллі може застосовуватись тільки для усталеного руху рідини, що плавно змінюється. Поперечні перерізи такого потоку повинні бути плоскими і нормальними до його осі. У зв'язку з цим рух, що плавно змінюється, повинен відповідати наступним умовам: кривизна потоку повинна бути незначною, кут розбіжності струменів повинен бути близьким до нуля.

На підставі рівняння Бернуллі сконструйовано ряд приладів, таких, як водомір Вентурі, водоструменневий насос, ежектор і ін.

На рис. 3.25 показано схему водоміра Вентурі – трубопроводу діаметром  $d_1$ , який має звуження діаметром  $d_2$ . В нормальній і звуженій частинах встановлені два п'езометри 1 і 2 (перерізи 1-1 і 2-2). Нехтуючи величиною втрат напору між перерізами 1-1 і 2-2, а також нерівномірністю розподілу швидкостей по перерізу ( $\alpha=1$ ) і приймаючи, що площина порівняння O-O проходить через вісь трубопроводу, можемо записати рівняння Бернуллі в такому виді:

$$p_1 / \gamma + v_1^2 / (2g) = p_2 / \gamma + v_2^2 / (2g) . \quad (3.54)$$

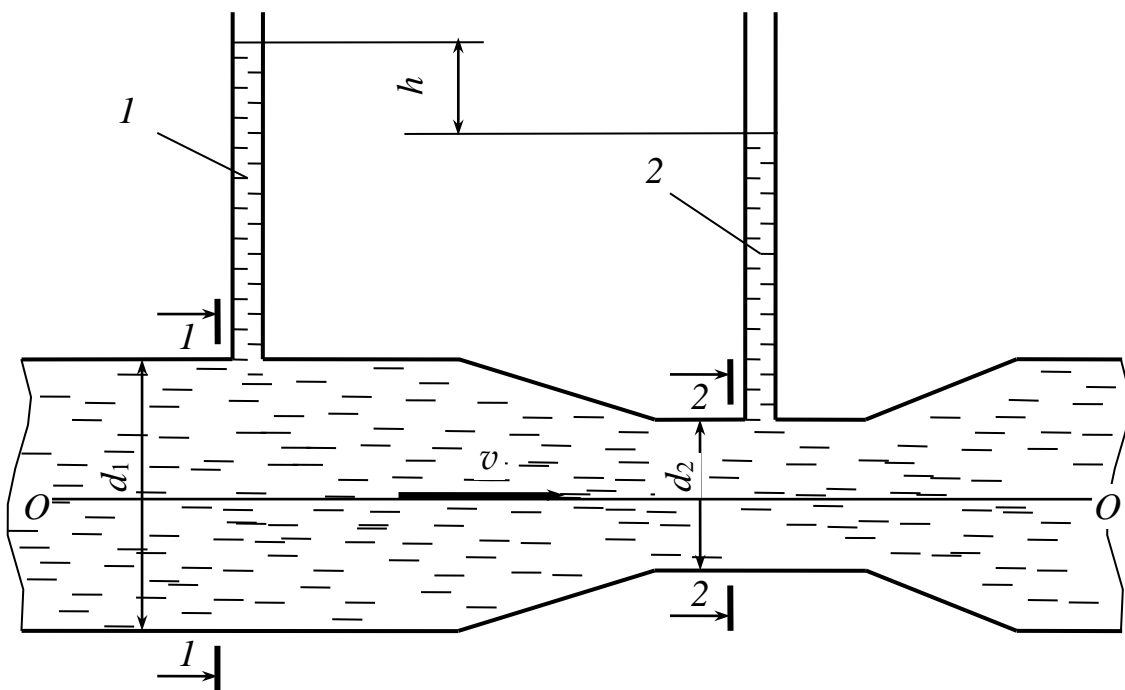


Рисунок 3.25 – Схема витратоміра Вентурі

Звідси випливає, що зі збільшенням швидкості руху тиск повинний зменшуватися і, навпаки, зі зменшенням швидкості тиск повинен збільшуватися. Це положення використовується у водомірі Вентурі, де

зарізниці показів п'езометрів  $h$ , знаючи діаметри  $d_1$  і  $d_2$ , можна визначити витрату:

$$Q = \frac{\sqrt{2g}}{\sqrt{1 - \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4}} \sqrt{h_1 - h_2} = A \sqrt{h_1 - h_2}, \quad (3.55)$$

У водоструменевому насосі (рис. 3.26) вода з бака 1 надходить в трубу, що має звуження. У вузькому перерізі труби швидкість струменя зростає. При цьому, відповідно до рівняння Бернуллі, тиск падає нижче атмосферного, завдяки чому відбувається підсмоктування рідини по трубці з баку 2.

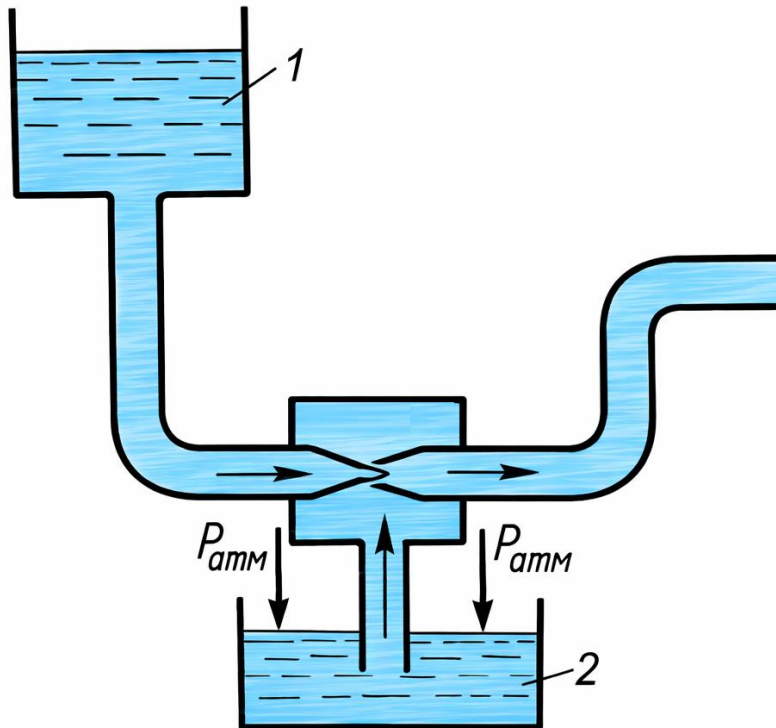


Рисунок 3.26 – Схема водоструменевого насоса

За великих швидкостей руху рідина буде підсмоктуватися з баку 2 безперервно. За цим же принципом працюють ежектори і гідроелеватори,

### 3.10. Режими руху рідини

Припущення про існування двох режимів руху рідини було експериментально підтверджено англійським вченим О. Рейнольдсом. Він пропускав воду через скляні трубки (різного діаметра), регулюючи швидкість руху води в них кранами 1 і 5 (рис. 3.27). По тонкій трубці 3 із загостреним кінцем до в ходу в скляну трубку 4 підводилася зафарбована рідина із посудини 2. Середня швидкість в трубці 4 з площею перерізу  $S$  визначалася за об'ємом води  $V$ , що надійшла в посудину 6 за час  $t$  (с):

$$v = \frac{V}{St} \quad (3.56)$$

Досліди, що проводилися за постійного напорі (для його створення була використана переливна труба 7), показали, що зп малих швидкостях руху води в трубці 4 зафарбована рідина рухається у вигляді тонкого струменя в середині

труби, не перемішуючись з водою (ламінальний режим). Після досягнення визначеної для даних умов досліду середньої швидкості руху води (критичної), коли рух частинок рідини набуває невпорядкованого характеру, струмись зафарбованої рідини починає розмиватися і вся вода в трубці зафарбовується (турбулентний режим).

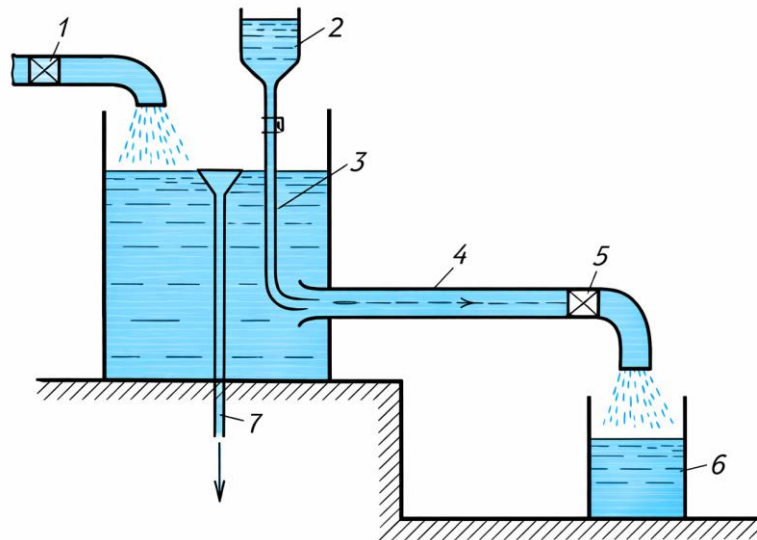


Рисунок 3.27 – Установка Рейнольдса

Основним критерієм для визначення режиму руху рідини служить безрозмірний параметр **Re** (число Рейнольдса);

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (3.57)$$

де  $\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості,  $m^2/s$ .

Для круглих труб

$$Re = \frac{4Q}{\pi d\nu}. \quad (3.58)$$

Число Рейнольдса, за якого ламінальний режим переходить в турбулентний, називають критичним. Для води, що протікає по круглих трубах  $Re = 2320$ ; при  $Re < 2320$  – ламінальний режим, при  $Re > 2320$  – турбулентний режим. Швидкість, що відповідає критичному числу Рейнольдса, називають критичною швидкістю.

Ламінарний режим виникає в тонких капілярних трубках, під час руху в'язкої рідини, фільтрації води в порах ґрунту, за малих швидкостей. Малов'язкі рідини (вода, бензин, спирт) майже завжди рухаються за турбулентного режиму.

### 3.11. Втрати тиску та напору. Гідравлічні опори

Втрати тиску  $\Delta p$  в потоці рідини викликаються опорами по довжині, обумовленими силами тертя та місцевими опорами, що виникають внаслідок зміни швидкості потоку за величиною і напрямком, наявністю завихрувань і протитечій

$$\Delta p = \rho g \left( \sum h_l + \sum h_m \right). \quad (3.60)$$

Втрати тиску по довжині трубопроводу визначають за формулою Дарсі-Вейсбаха:

$$h_l = \lambda(l/d)(v^2/2g), \quad (3.62)$$

а місцеві втрати – за формулою Вейсбаха:

$$h_m = \zeta(v^2/2g). \quad (3.63)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт Дарсі),  $l$  – довжина трубопроводу,  $d$  – діаметр трубопроводу;  $v$  – середня швидкість потоку;  $\zeta$  – коефіцієнт місцевого опору.

Коефіцієнти  $\lambda$  і  $\zeta$  безрозмірні. Експериментальні дослідження показали, що ці коефіцієнти залежать від багатьох факторів, зокрема від режиму руху і шорсткості поверхонь, що обмежують потік рідини.

За ламінарного режиму коефіцієнт Дарсі можна обчислити теоретично:

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (3.64)$$

Швидкість рідини в окремих точках круглоциліндричної труби (місцева швидкість) описується формулою Стокса

$$u = \frac{\Delta p_l (r_0^2 - r^2)}{4\mu l}, \quad (3.65)$$

де  $\Delta p_l = \rho g h_l$  – втрати тиску на тертя на довжині  $l$ , Па;  $r_0$  – радіус труби, м;  $r$  – відстань від центру перерізу до точки, в якій визначається швидкість, м;

Розподіл місцевих швидкостей показаний на рис. 3.28.

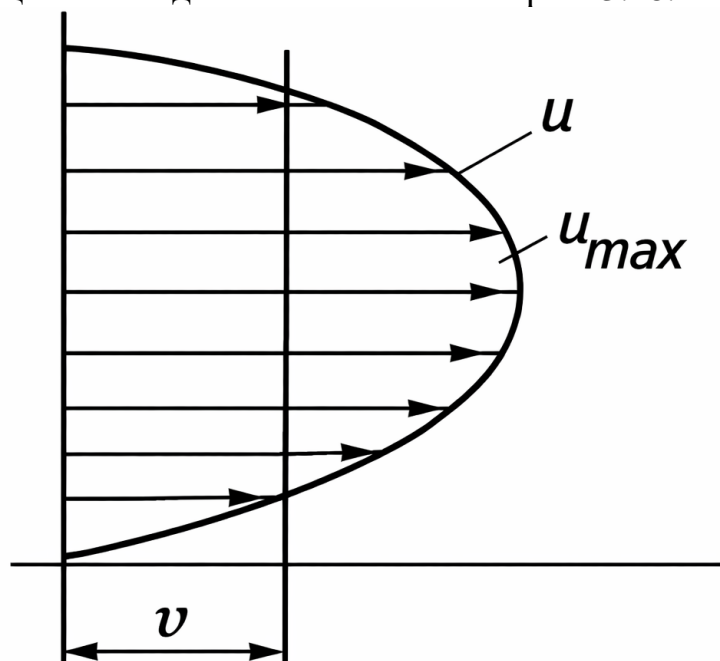


Рисунок 3.28 – Розподіл швидкостей за ламінарного режиму руху в круглих трубах  
Максимальна місцева швидкість ( $r = 0$ )

$$u_{max} = \frac{\Delta p_l r_0^2}{4\mu l}. \quad (3.66)$$

З іншої сторони з врахуванням (3.62) та (3.64)

$$\Delta p_1 = \rho g h_1 = \rho g \frac{64 \cdot 2\mu}{4\nu r_0 \rho} \frac{1}{2r_0} \frac{v^2}{2g} = \frac{8\mu l v}{r_0^2}. \quad (3.67)$$

Підставивши (3.67) в (3.66) отримаємо для ламінарного режиму

$$u_{\max} = 2v, \quad (3.68)$$

Максимальна швидкість за ламінарного режиму в два рази перевищує середню. Теоретично визначено, що коефіцієнт кінетичної енергії в рівнянні Бернуллі для ламінарного режиму  $\alpha = 2$ .

За турбулентного режиму рідина переміщується, виникає пульсація швидкостей і тисків. Місцева миттєва швидкість з часом коливається навколо певного середнього значення – **місцевої усередненої швидкості  $u_0$**  (рис. 3.29). Ця швидкість замінює місцеву, чим неусталений рух зводиться до квазіусталеного (умовно усталеного).

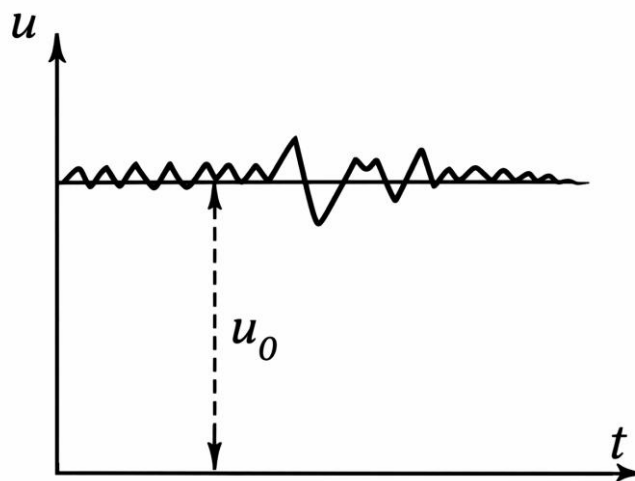


Рисунок 3.29 – Пульсація місцевої швидкості за турбулентного режиму руху

Під час руху рідини вздовж стінки труби утворюється тонкий в'язкий прошарок (рис. 3.30), після невеликої перехідної зони – основна частина потоку: **турбулентне ядро**, яке рухається майже з однаковими усередненими швидкостями  $u_0$ . Зв'язок між усередненою максимальною і середньою  $v$  швидкостями такий:

$$u_{0M} = (1,15 \dots 1,3)v. \quad (3.69)$$

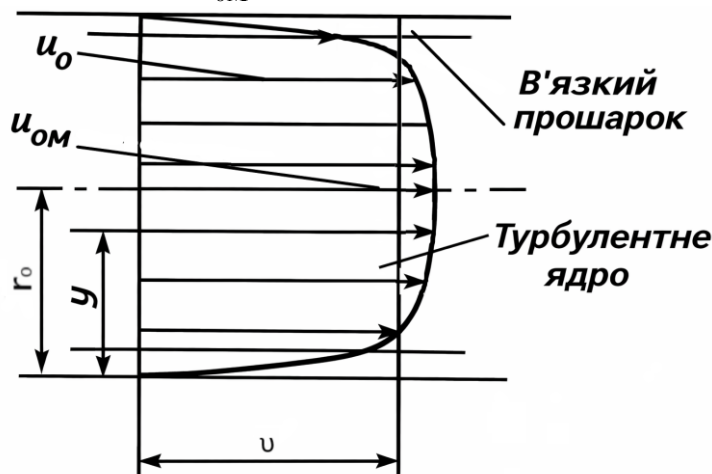


Рисунок 3.30 – Розподіл швидкостей в турбулентному потоці

Для визначення коефіцієнта Дарсі при турбулентному режимі на основі численних експериментів запропоновані різні емпіричні й напівемпіричні формули. У них враховані діаметр труб, число Рейнольдса й **еквівалентна шорсткість**  $\Delta_e$ , (уявна висота виступів на внутрішній поверхні труб, яка при обчисленнях дає такі ж втрати напору, як і при наявності дійсних виступів).

Залежно від впливу перелічених факторів на коефіцієнт Дарсі в турбулентному режимі виділяють три зони:

1. Зона гідравлічно гладких труб ( $2320 < \text{Re} < \frac{d}{\Delta_e}$ ). Коефіцієнт Дарсі

обчислюється за формулами

**Блазіуса**

$$\lambda = \frac{1}{\sqrt[4]{100 \text{Re}}} \quad (3.70)$$

**Конакова**

$$\lambda = \frac{1}{(1,81 \cdot \lg(\text{Re}) - 1,5)^2} \quad (3.71)$$

**Прандтля**

$$1/\sqrt{\lambda} = 2 \lg(\text{Re} \sqrt{\lambda}) - 0,8. \quad (3.72)$$

2. **Перехідна зона** ( $10 \frac{d}{\Delta_e} \leq \text{Re} < 500 \frac{d}{\Delta_e}$ ). Коефіцієнт Дарсі обчислюється за

формулами

**Колбрука-Уайта**

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left( \frac{2,5}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} + \frac{\Delta_e}{3,7d} \right) \quad (3.73)$$

**Альтшуля**

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{68}{\text{Re}} + \frac{\Delta_e}{d} \right)^{0,25} \quad (3.74)$$

3. **Квадратична (гідравлічно шорстких труб) зона** ( $\text{Re} \geq 500 \frac{d}{\Delta_e}$ ).

Коефіцієнт Дарсі визначається за формулами

**Прандля-Нікурадзе**

$$\lambda = \frac{1}{\left( 2 \lg \frac{d}{\Delta_e} + 1,14 \right)^2} \quad (3.75)$$

**Шифрісона**

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{\Delta_e}{d} \right)^{0,25} \quad (3.76)$$

Формула (3.73) та (3.74) є універсальними і можуть використовуватися для всіх зон турбулентного режиму. Формула Альтшулля (3.74) за малих значеннях

**Re** перетворюється у формулу Блазіуса (3.70), а за великих – у формулу Шифрінсона (3.76).

Отже, коефіцієнт Дарсі  $\lambda$  можна обчислити за допомогою формул: при ламінарному режимі (3.64), при турбулентному – (3.73) та (3.74).

При використанні некруглих труб втрати напору і коефіцієнт Дарсі обчислюються за наведеними формулами, тільки замість діаметра  $d$  підставляють так званий гідравлічний діаметр  $d_r = 4R$ . Якщо рідина рухається в кільцевому зазорі, то  $d_r = D - d$ , де  $D$  – зовнішній,  $d$  – внутрішній діаметри зазора.

На місцевих гідравлічних опорах внаслідок зміни конфігурації потоку на коротких ділянках змінюються швидкості руху рідини за значенням і напрямком та утворюється вихор. Це є причиною місцевих втрат напору. Місцевими опорами є розширення та звуження русла, поворот розгалуження потоку, шайба, діафрагма, вентиль, засувка, кран тощо.

Втрати напору на місцевих опорах визначають за допомогою формули **Вайсбаха** (3.63). При цьому необхідно вибрати коефіцієнт місцевого опору  $\zeta$ . Як правило коефіцієнт місцевого опору  $\zeta$ , визначають експериментальним шляхом і виражають у вигляді емпіричних формул, графіків або у табличній формі. Лише для окремих місцевих опорів отримані теоретичні залежності.

При турбулентному режимі коефіцієнт  $\zeta$  залежить в основному від різновиду опору (форми та геометричних параметрів), а при ламінарному – також від числа Рейнольдса.

Для ламінарного режиму

$$\zeta_{\lambda} = \zeta + \frac{A}{Re}, \quad (3.77)$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт місцевого опору в зоні турбулентності;  $A$  – число, що визначається формою місцевого опору.

**Різде розширення потоку.** Для різкого розширення (рис. 3.31) теоретично вивели формулу Борда

$$h_{pp} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}, \quad (3.78)$$

де  $v_1, v_2$  – швидкості рідини перед і після різкого розширення. Формулу (4.18) можна записати так:

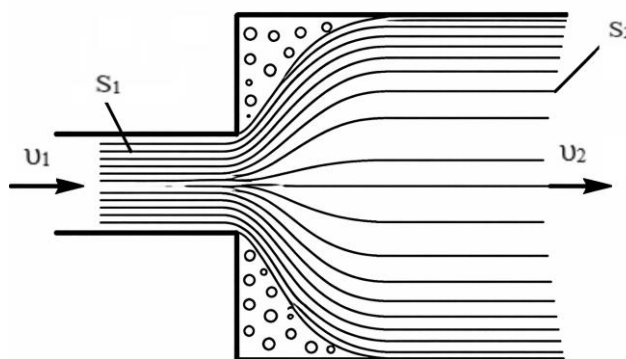


Рисунок 3.31 – Різде розширення потоку рідини

Коефіцієнт місцевого опору для різкого розширення

$$\zeta_2 = (S_2/S_1 - 1)^2 \text{ і } \zeta_1 = (1 - S_1/S_2)^2, \quad (3.79)$$

де індекси 1 і 2 у  $\zeta$ , відповідають використаній при розрахунку швидкості ( $v_1$  чи  $v_2$ ).

Під час руху рідини із труби в резервуар виникає різке розширення потоку, при якому  $v_2 \approx 0$ , оскільки площа резервуару велика. Для цього випадку, тобто для входу в резервуар  $\zeta = 1$ .

Для зменшення втрат напору труби різного діаметра з'єднують конічною вставкою – **дифузором** (див. рис. 3.32). Найменші втрати напору будуть, якщо дифузор має кут між стінками  $6^\circ$ , при цьому  $\zeta = 0,15$ .

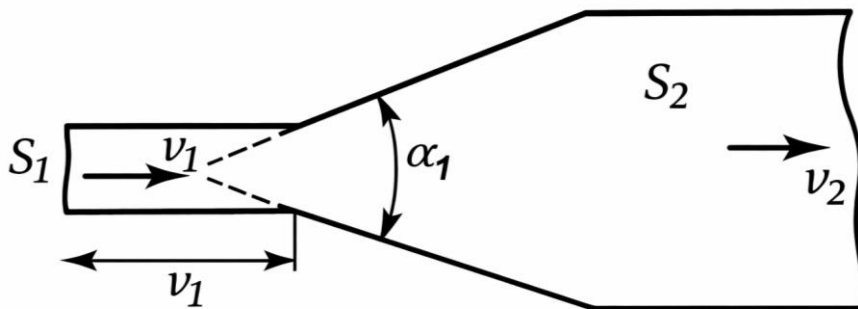


Рисунок 3.32 – Дифузор

**Конфузор** (рис. 3.33) визначають у частках від втрат напору при раптовому звуженні, виходячи з того ж принципу, що був використаний для визначення коефіцієнта  $\zeta$ , у дифузорі:

$$\zeta_2 = k_2 (1/\varepsilon - 1)^2 \quad (3.80)$$

де  $k_2$  – коефіцієнт, що враховує зменшення втрат напору в конфузорі в порівнянні з втратами напору при раптовому звуженні; коефіцієнт  $k_2$  залежить від кута збіжності  $\alpha_2$  (рис. 3.34).

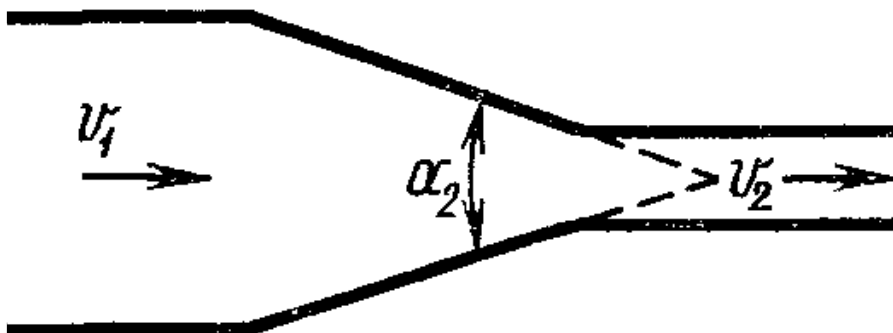


Рисунок 3.33 – Конфузор

**Засувка.** Коефіцієнт  $\zeta$  засувки при різному ступені її відкриття (рис. 3.35) можна приймати по табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Коефіцієнт місцевого опору засувки

$h/d$	1	7/8	6/8	5/8	4/8	3/8	2/8	1/8
$\zeta$	0	0,07	0,26	0,81	2,06	3,52	17	97,8

Значення коефіцієнтів  $\zeta$ , інших місцевих опорів можна знайти в довідниках.

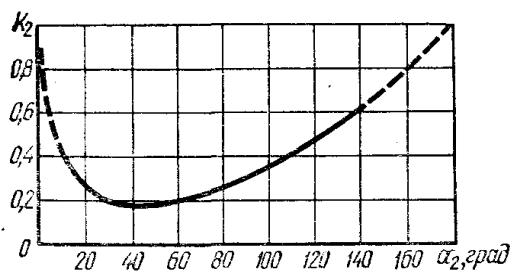


Рисунок 3.34

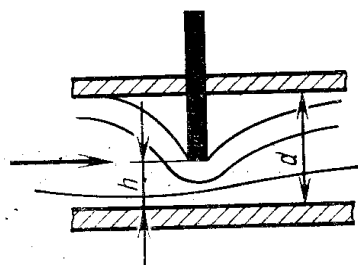


Рисунок 3.35

### 3.12. Витікання рідини з отворів і через насадки

**Витікання рідини в атмосферу з малого отвору у тонкій стінці при постійному тиску. Коефіцієнти стиску, швидкості, витрати.** Отвір вважається **малим**, якщо його розмір по висоті ( $h$ ) не перевищує 0,1 величини тиску ( $H$ ), що діє на нього (рис. 1.46); **середнім** – якщо  $h < (0,3 - 0,4) H$ , і **великим** – якщо  $h > 0,4 H$ . **Тонкою стінкою** називають таку, товщина якої не впливає на характер витікання. Товста стінка з загостреними кромками, як показано на рис. 1.46, вважається також тонкою.

Розглянемо посудину, що має у вертикальній стінці отвір площею  $\omega$ , через який витікає рідина при постійному напорі  $H$  (рис. 3.36). При витіканні струменя на деякій відстані від зовнішньої кромки отвору спостерігається стиск поперечного перерізу струменя. Відношення площі стиснутого перерізу струменя  $\omega_c$  до площі отвору  $\omega$  називають **коефіцієнтом стиску**:

$$(3.81)$$

Стиск вважається **повним**, якщо струмінь стиснутий по всьому контуру отвору, і **неповним**, якщо стиск відбувається не по всьому контуру. Повний стиск вважається **досконалим**, якщо до обмежуючих поверхонь буде не менш трьох розмірів отвору, і **недосконалим**, якщо відстань до стінок чи дна менша  $\epsilon = \frac{S_c}{S}$  трьох розмірів отвору.

При витіканні рідини з отвору задача зводиться до визначення швидкості витікання і витрати рідини. Складемо рівняння Д Бернуллі для січень  $I-I$  і  $II-II$ . За площину порівняння приймемо площину  $n-n$ , що проходить через центр стиснутого перерізу. Позначивши швидкість руху на вільній поверхні через  $v_0$  і вважаючи, що тиск на вільній поверхні і у центрі тяжіння ваги стиснутого перерізу дорівнює атмосферному, одержуємо

$$v_0^2 / 2g + H = v^2 / (2g) + h_{вт}.$$

Втрати тиску в розглянутому випадку викликаються місцевим опором входу в отвір  $h_{втр.вх} = \zeta_{вх} v^2 / (2g)$

Тоді

$$v_0^2 / (2g) + H = (1 + \xi_{\text{вх}}) v^2 / (2g) . \quad (3.82)$$

Розв'язавши це рівняння відносно  $v$ , одержимо

$$v = \sqrt{2g(H + v_0^2 / (2g))} / \sqrt{1 + \xi_{\text{вх}}} . \quad (3.83)$$

Позначивши

$$\varphi = 1 / \sqrt{1 + \xi_{\text{вх}}} \quad \text{і} \quad H_0 = H + v_0^2 / (2g) ,$$

одержимо

$$v = \varphi \sqrt{2gH_0} , \quad (3.84)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт швидкості, що для розглянутого випадку дорівнює 0,97.

Якщо швидкість підходу  $v_0$  мала і нею можна знехтувати, то формула одержує більш простий вигляд:

$$v = \varphi \sqrt{2gH} . \quad (3.85)$$

Витрату через малий отвір у тонкій стінці при постійному тиску можна також визначити по формулі  $Q = S_c v$ .

Підставляючи в цю залежність значення  $S_c$  з рівняння (1.90) і  $v$  з рівняння (1.93), одержуємо

$$Q = \varepsilon \varphi S \sqrt{2gH_0} . \quad (3.86)$$

Добуток коефіцієнтів стиску  $\varepsilon$  і швидкості  $\varphi$  називають **коефіцієнтом витрати** отвору  $\mu$ , тобто  $\mu = \varepsilon \varphi$ .

Остаточна формула для витрати через малий отвір у тонкій стінці при постійному тиску має вигляд

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH_0} . \quad (3.87)$$

При  $v_0 = 0$  формула (1.96) спрощується:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH} . \quad (3.88)$$

На підставі численних дослідів встановлено, що значення коефіцієнта  $\mu$  при повному стиску коливається в межах 0,59-0,63, складаючи в середньому близько 0,61.

При визначенні витрати рідини через середній і великий прямокутні отвори в тонкій стінці при постійному тиску отвір поділяють по висоті на ряд смуг і для кожної з них підраховують витрату. Величину напору  $H$  при цьому відраховують від поверхні до центру кожної смуги. Потім витрати підсумовують. При ламінарному режимі течії для значень  $Re = 50 - 100$   $\mu = 0,97 - 0,95$ ; для  $Re = 100 - 2000$   $\mu = 0,95 - 0,76$  і для  $Re > 2300$  і при турбулентному режимі  $\mu = 0,76 - 0,61$ . Великі значення  $\mu$  відносяться до отворів із плавними бічним і донним підходами до них.

**Насадкою** називають коротку трубу, приєднану до отвору в тонкій стінці. Довжина насадки дорівнює трьом-п'яти діаметрам отвору.

За формою насадки бувають зовнішні циліндричні *I*, внутрішні циліндричні *II*, конічні що сходяться *III*, конічні розбіжні *IV* і коноїдальні *V* (рис. 3.36).

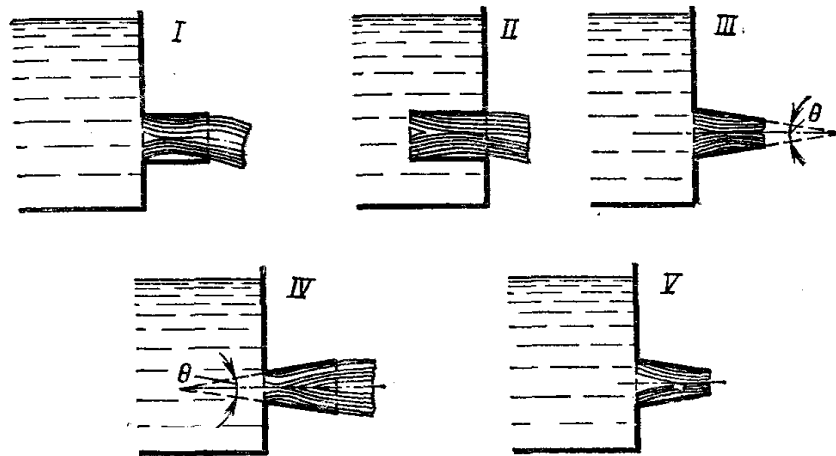


Рисунок 3.36

Витрату через насадок визначають за формулами (3.87) чи (3.88), де коефіцієнт витрати  $\mu$  приймають у залежності від форми насадка. Насадки застосовують для збільшення пропускної спроможності отвору (тип I, II, IV) чи для зміни (збільшення або зменшення) кінетичної енергії струменя (тип III, IV). У табл. 3.2 приведені числові значення коефіцієнтів витрати  $\mu$ , швидкості  $\phi$ , стиску  $\epsilon$  і опору  $\zeta$  насадок, а також деякі приклади їх застосування. Для порівняння в таблиці приведені ті ж коефіцієнти для малого отвору круглого перерізу в тонкій стінці при постійному тиску.

Таблиця 1.5 – Числові значення коефіцієнтів витрати  $\mu$ , швидкості  $\phi$ , стиску  $\epsilon$  і опору  $\zeta$

Тип насадка (по рис. 1.38)	Чисельні значення коефіцієнтів				Застосування
	$\mu$	$\phi$	$\epsilon$	$\zeta$	
I	0,82	0,82	1	0,5	Водовипуски в греблях, труби під насипами для доріг ін.
II	0,707	0,707	1	1	Те ж, що і I
III при $\theta=13^{\circ}24'$	0,94	0,96	0,98	0,09-0,06	Сопла турбін гідромоніторів, брандспойтів
IV при $\theta>5-7^{\circ}$	0,45-0,50	0,45-0,50	1,0	4-3	Труби турбін, що відсмоктують, ГЕС і ін.
V	0,98	0,98	1	0,04	Те ж, що і III
Малий отвір круглого перерізу в тонкій стінці при постійному Н	0,62	0,97	0,64	0,06	

Потік рідини, не обмежений твердими стінками, називається **струменем** рідини. До гідравлічних струменів відносять пожежні, фонтанні, гідромоніторні, дощувальні й ін.

Струмінь має компакту зону  $L_K$ , в межах якої розподіл швидкостей є рівномірним, що забезпечує максимальну концентрацію енергії на малій площі дії (рис. 3.37). Після компактної зони відбувається змикання турбулентних шарів на осі струменя починається зона розширення  $L_B$ .

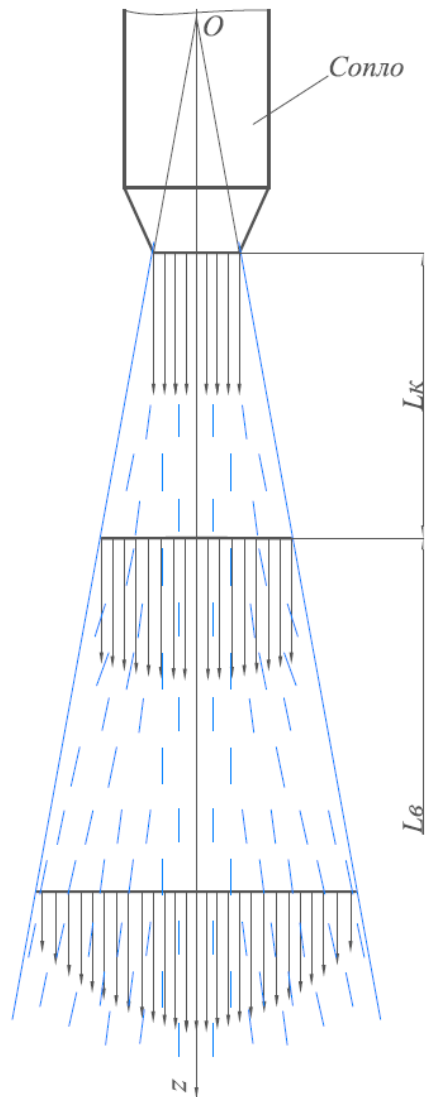


Рисунок 3.37 – Гідравлічний струмінь, що формується соплом установки

Компактна частина гідравлічного струменя формується доти, доки зсувні турбулентні шари, що розростаються симетрично від периферії, не зникаються на осі. Без дії гравітації ця точка настає на відстані:

$$L_{к_0} = C \cdot d_0, \quad (3.89)$$

де  $C = 6 \pm 1$  – емпірична стала, отримана з класичних вимірювань потенційного ядра.

Підвищена інерція ядра гідравлічного струменя сповільнює його руйнування, ефективний коефіцієнт розширення зменшується, і компактна зона продовжується ще на відстань  $\Delta H$ :

$$L_{к} = L_{к_0} + \Delta H. \quad (3.90)$$

Щоб оцінити  $\Delta H$  виходимо з рівняння руху центру ядра. Початкова швидкість у перерізі сопла дорівнює  $v_0$  і визначається за формулою (3.89). Далі центр прискорюється за законом  $v(t) = v_0 + gt$ , де  $g$  – прискорення вільного падіння  $m/c^2$ ,  $t$  – час руху струменя, с.

Час, необхідний зсувному турбулентному шару, щоб пройти половину діаметра)  $t_c = \frac{L_{K_0}}{v_0}$ .

За наявності прискорення за цей же зсувний турбулентний шар проходить відстань:

$$L_K = v_0 t_c + \frac{g t_c^2}{2} = L_{K_0} + \frac{g}{2} \left( \frac{L_{K_0}}{v_0} \right)^2. \quad (3.91)$$

Отже, з врахуванням (3.90) отримаємо:

$$\Delta H = \frac{g}{2} \left( \frac{L_{K_0}}{v_0} \right)^2. \quad (3.92)$$

Розкриємо вираз через безрозмірний критерій Фруда  $F_r = \frac{v_0}{\sqrt{g d_0}}$ .

Отримаємо:

$$\Delta H = \frac{C^2 d_0}{2 F_r^2}, \quad \frac{\Delta H}{L_K} = \frac{C}{2 F_r^2} / \quad (3.93)$$

Таким чином, подовження компактної зони гідравлічного струменя обернено пропорційне квадрату критерію Фруда. За великих вихідних швидкостях гідравлічного струменя ( $F_r > 10$ ) ним можна нехтувати, тоді як за невеликих швидкостей або великих діаметрів компактна зона гідравлічного струменя може значно подовжуватися.

Саме в межах компактної зони гідравлічного струменя відбувається найбільш ефективна його дія на хвойну лапку та відділення хвої від гілок. В цій зоні доцільно розміщувати зону контакту струменя з гілкою для досягнення максимального ефекту відокремлення хвої. Тобто, відстань від планки з соплами до перфорованої стрічки транспортера не повинна перевищувати величини компактної зони дії гідравлічного струменя.

Витрату через сопло можна визначити

$$Q_0 = v_0 S_c = \varepsilon v_0 S, \quad (3.94)$$

де  $S_c$ ,  $S$  – площа стиснутого перерізу струменя та отвору сопла відповідно,  $m^2$ ,  $\varepsilon$  – коефіцієнт стиску.

Коли сопло повернене вниз, сила тяжіння прискорює частини рідини, що рухаються в струмені, і осьова швидкість зростає за законом:

$$v(z) = \sqrt{v_0^2 + 2gz}. \quad (3.95)$$

де  $z$  – вертикальна координата, направлена вниз, м.

Після проходження компактної зони  $S_K$ , турбулентні вихори захоплюють навколишнє повітря, що впливає на осьову швидкість у сторону зменшення та оцінюється фактором:

$$\chi(z) = \frac{1}{1 + 2\alpha z / d_0}, \quad (3.96)$$

де  $\alpha \approx 0,07$  – емпіричний коефіцієнт для круглого струменя.

Ефективна швидкість на осі гідравлічного струменя безпосередньо перед ударом по хвої:

$$v_{ef}(z) = v(z)\chi(z), \quad (3.97)$$

Відповідний гідродинамічний тиск:

$$p(z) = \frac{\rho v_{ef}^2(z)}{2}. \quad (3.98)$$

Проекцію однієї хвойної голки на площину, перпендикулярну до струменя, позначену  $S_x$  Сила, що розвивається струменем, становить:

$$F(z) = C_1 p(z) S_x. \quad (3.99)$$

де  $C_1$  – безрозмірний коефіцієнт передавання імпульсу.

Отримаємо:

$$F(z) = \frac{\rho C_1 S_x}{2} \frac{v_0 + 2gz}{(1 + 2\alpha z/d_0)^2}. \quad (3.100)$$

Правило відділення хвої від гілок сформулюється як нерівність

$$F(z) \geq F_x, \quad (3.101)$$

де  $F_x$  – експериментально визначене мінімальне зусилля, потрібне для відділення хвої.

отримуємо рівняння мінімального робочого тиску як функцію відстані від сопла до шару хвої (перфорованої стрічки транспортера):

$$p_{min}(z) = \frac{F_x (1 + 2\alpha z/d_0)^2 - \rho C_1 S_x g z}{C_1 S_x \varphi^2}. \quad (3.102)$$

Сила містить два протилежні тренди: доданок  $2gz$  у чисельнику щораз збільшує кінетичну енергію частинок, тоді як знаменник  $1 + 2\alpha z/d_0$  зменшує швидкість через захоплення турбулентними вихорами навколишнього повітря. Шукаючи максимум функції за  $z$  (диференціюванням за безрозмірною змінною  $\lambda = z/d_0$ , одержуємо оптимальну відстань від планки з соплами до перфорованої стрічки транспортера:

$$L^* = d_0 \frac{gd_0 - 2\alpha v_0^2}{2\alpha g} \quad (3.103)$$

Якщо початкова швидкість велика настільки, що  $gd < 2\alpha v_0^2$ , чисельник формули (3.103) від'ємний і максимум зміщується в межу  $L \rightarrow 0$ ; тобто сопла потрібно встановлювати якомога ближче до голок.

Знаючи  $L^*$  можна отримати мінімальний тиск  $p_{min}$ . Далі визначити необхідну швидкість витікання рідини з сопла  $v_0$  та витрату  $Q_0$ . Так як планка із соплами містить  $N$  однакових сопел з однаковими параметрами, то сумарна подача насоса повинна забезпечити  $NQ_0$  за тиску не нижче ніж  $p_{min}$ .

Таким чином зв'язок «тиск – витрата – відстань»: тиск і діаметр сопла задають вихідну швидкість; швидкість разом із гравітаційним приростом і турбулентними втратами формує динамічний тиск, що діє на хвою.

### 3.13 Рух рідини в напірних трубопроводах

Трубопроводи поділяють на прості і складні. **Простими** називають трубопроводи без відгалужень. **Складними** називають трубопроводи, що мають приєднання або відгалуження з різними діаметрами. Складні трубопроводи бувають з послідовним і паралельним з'єднаннями, кільцеві й ін. Загальні втрати тиску в трубопроводах складаються з втрат по довжині і місцевих втрат (опорів). В залежності від співвідношення величин цих втрат розрізняють короткі і довгі трубопроводи.

До **коротких** відносять трубопроводи невеликої довжини, в яких місцеві втрати тиску складають не менш 5–10 % від втрат тиску по довжині, а до **довгих** – трубопроводи великої довжини, в яких місцеві втрати тиску малі в порівнянні з втратами тиску по довжині (менше 5%).

До коротких трубопроводів відносяться всмоктувальні труби насосів сифони і т.д., а до довгих – водопроводи, нафтопроводи, газопроводи і т.д.

Втрати тиску по довжині трубопроводу постійного діаметра визначають за формулою Дарсі-Вейсбаха;

$$h_1 = (\lambda l / d) \frac{v^2}{2g}$$

Коефіцієнт  $\lambda$  в загальному випадку є функцією двох величин: числа Рейнольдса **Re** і відносної шорсткості труби  **$K_e/d$** . Таким чином, можна записати

$$h_1 = f_1(\text{Re}, K_e / d) \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

Оскільки

$$v = 4Q / (\pi d^2), \text{ то}$$
$$h_1 = \frac{f_1(\text{Re}, K_e / d) \cdot 16}{2g\pi^2 d^5} l Q^2 \quad (3.104)$$

Цей вираз складено для області ламінарного потоку. Для області турбулентного потоку, де коефіцієнт  $\lambda$  не залежить від числа **Re**, він отримує такий вигляд:

$$h_1 = \frac{f_2(K_e / d) \cdot 16}{2g\pi^2 d^5} l Q^2 \quad (3.105)$$

Для трубопроводу з визначеного матеріалу і постійного діаметра

$$\frac{f_2(K_e / d) 16}{2g\pi^2 d^5} l = A_1 = \text{const} \quad (3.106)$$

Величина  **$A_1$**  називається **питомим опором трубопроводу**

отже

$$h_1 = A_1 l Q^2, \quad (3.107)$$

або

$$h_1 = S_1 Q^2 \quad (3.108)$$

Величина  **$S_1$**  називається **опором трубопроводу**. Величини  **$A_1$**  і  **$S_1$** , називають **розрахунковими гідравлічними параметрами**.

При розрахунку трубопроводів використовують і інші розрахункові гідравлічні параметри, наприклад, такі, як витратна характеристика  $K_1$ :

$$K_1 = \sqrt{1/A_1} = Q/\sqrt{i} \quad (3.109)$$

і провідність  $P_1$  трубопроводу:

$$P_1 = \sqrt{1/S_1} = \sqrt{1/(A_1 I)} = K_1 \sqrt{1/I} \quad (3.110)$$

Значення  $A_1$ ,  $S_1$  та  $K_1$  беруть з довідкових таблиць.

Місцеві втрати тиску визначають по формулі Вейсбаха

$$h_m = \zeta v^2 / (2g),$$

яка може бути представлена в розгорнутому вигляді:

$$h_m = \zeta \frac{Q^2 16}{2g\pi^2 d^4}. \quad (3.111)$$

Для трубопроводу певного діаметра

$$\frac{16}{2g\pi^2 d^4} = A_m = \text{const}. \quad (3.112)$$

Тому можна написати

$$h_m = \zeta A_m Q^2, \quad (3.113)$$

або, виражаючи  $\zeta A_m$ , через  $S_m$ ,

$$h_m = S_m Q^2. \quad (3.114)$$

Витратна характеристика і провідність, що відповідають місцевим опорам, аналогічно попередньому, можуть бути представлені в такому чином:

$$K_m = \sqrt{1/A_m}, \quad (3.115)$$

та

$$P_m = \sqrt{1/S_m} = \sqrt{K_m^2 / \zeta} = K_m \sqrt{1/\zeta}. \quad (3.116)$$

Часто місцеві втрати тиску замінюють **еквівалентними довжинами** основного трубопроводу. У цьому випадку загальні втрати тиску в трубопроводі підраховують також за формулою Дарсі-Вейсбаха, де  $l$  є сумою основних довжин трубопроводу і еквівалентних довжин від місцевих втрат. Еквівалентні довжини для різних опорів приводяться в довідниках.

. Розглянемо умови роботи короткого трубопроводу, показаного на рис. 3.38.

Для перерізів  $I-I$  і  $II-II$  відносно площини порівняння  $0-0$  можна записати рівняння Бернуллі:

$$H_1 + p_0/\gamma + v_1^2/(2g) = H_2 + p_0/\gamma + v_2^2/(2g) + h_{\text{втр.}}$$

Враховуючи, що при постійній витраті

$$v_1^2/(2g) \approx 0; H_1 - H_2 = H; v_2 = v$$

та

$$h_{\text{втр.}} = (\lambda l/d)v^2/(2g) + \Sigma \zeta_m v^2/(2g),$$

де  $l$ ,  $d$  і  $v$  – відповідно довжина трубопроводу, його діаметр і швидкість руху рідини в ньому;  $\Sigma \zeta_m v^2/(2g)$  – сума місцевих втрат тиску, одержуємо

$$H = (1 + \lambda l/d + \Sigma \zeta_m) v^2/(2g) \quad (3.117)$$

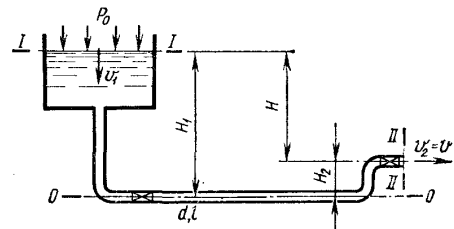


Рис. 3.38

чи

$$v = \sqrt{2gH} / \sqrt{1 + \lambda l / d + \sum \xi_m}. \quad (3.118)$$

Позначивши

$$\varphi = 1 / \sqrt{1 + \lambda l / d + \sum \xi_m} \quad (3.119)$$

чи

$$\varphi = 1 / \sqrt{1 + \xi_c},$$

де  $\xi_c = \lambda l / d + \sum \xi_m$  – коефіцієнт опору системи, можемо записати

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

де  $\varphi$  – коефіцієнт швидкості,

Витрата рідини в короткому трубопроводі визначається за формулою

$$Q = \varphi \omega \sqrt{2gH} \quad (3.120)$$

Розглянемо довгий простий трубопровід (рис. 3.39). Так як при розрахунку довгих трубопроводів місцевими втратами тиску звичайно нехтують, з рівняння Д. Бернуллі випливає:

$$H = (\lambda l / d) v^2 / (2g), \quad (3.121)$$

тобто весь наявний напір  $H$  витрачається на подолання опору.

Використовуючи розрахункові гідравлічні параметри, одержуємо таку залежність для напору:

$$H = A_l Q^2, \quad (3.122)$$

чи

$$H = Q^2 l / K_l^2. \quad (3.123)$$

При розрахунку простого трубопроводу найчастіше відома його довжина  $l$ . Невідомою може бути одна з трьох величин:  $H$ ,  $Q$  чи  $d$ . Відповідно до цього можуть бути розглянуті три основні задачі.

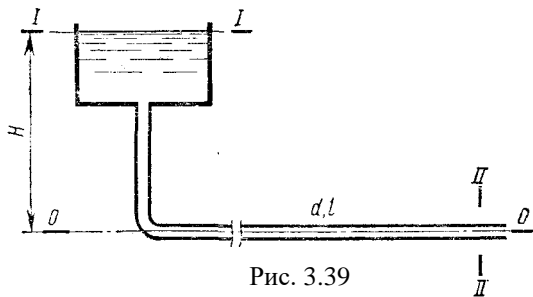


Рис. 3.39

1. Визначення напору  $H$ , необхідного для пропускання заданої витрати  $Q$  по трубопроводу діаметром  $d$  і довжиною  $l$ . Задача ця вирішується безпосередньо за рівнянням (3.122) з попереднім знаходженням по таблицям значення  $A_l$ .

2. Визначення пропускнуої спроможності  $Q$  трубопроводу діаметром  $d$  і довжиною  $l$  при заданому напорі  $H$ . Задача розв'язується з використанням формули (3.122). Значення  $A_l$  повинне бути попередньо взяте з таблиць.

3. Визначення необхідного діаметра  $d$  трубопроводу при заданих  $l$ ,  $Q$  і  $H$ . Задача розв'язується таким чином: за відомим значенням  $Q$ ,  $H$  і  $l$  підстановкою у формулу (3.122) визначають  $A_l$  за значенням якого з таблиць знаходять  $d$ .

**Послідовним** називають таке з'єднання трубопроводів, при якому рідина протікає по трубопроводах різного діаметра, послідовно з'єднаних в одну нитку (рис. 3.40). При цьому загальні втрати напору у всьому

трубопроводі одержують шляхом додавання втрат напорів, визначених окремо на кожній ділянці:

$$H = H_1 + H_2 + H_3 + H_4 + \dots + H_n. \quad (3.124)$$

де  $H_1, H_2, H_3, H_4, \dots, H_n$  – втрати напору на 1, 2, 3, 4, ...,  $n$ -й ділянці.

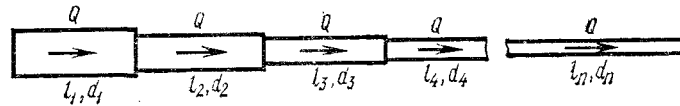


Рис. 3.40

При паралельному з'єднанні трубопроводів рідина, що підходить з певною витратою до точки їх розгалуження, тече по відгалуженнях і далі знову зливається в точці з'єднання цих трубопроводів (рис. 3.41). При цьому сума витрат по окремих трубопроводах дорівнює початковій витраті до розгалуження. Очевидно, що втрати напору по кожній окремій вітці рівні між собою.

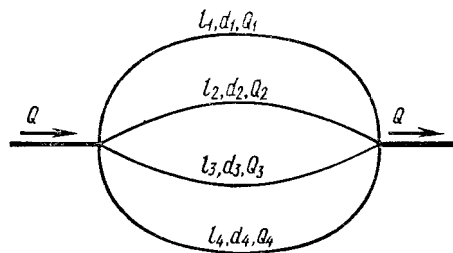


Рис. 3.41

З рівняння (3.123) випливає (для турбулентного потоку), що

$$Q_1 = K_1 \sqrt{H} / \sqrt{l_1}; Q_2 = K_2 \sqrt{H} / \sqrt{l_2}; Q_3 = K_3 \sqrt{H} / \sqrt{l_3}; Q_4 = K_4 \sqrt{H} / \sqrt{l_4}$$

Тоді

$$Q + Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = \sqrt{H} (K_1 / \sqrt{l_1} + K_2 / \sqrt{l_2} + K_3 / \sqrt{l_3} + K_4 / \sqrt{l_4}), \quad (3.125)$$

або відповідно до залежності (3.110), позначивши  $K_1 / \sqrt{l_1} = P_1$ ,  $K_2 / \sqrt{l_2} = P_2$  т. д. одержимо

$$Q = \sqrt{H} (P_1 + P_2 + P_3 + P_4) = \sqrt{H} P_c, \quad (3.126)$$

де  $P_1, P_2, \dots$  – провідності окремих ділянок трубопроводів;  $P_c$  – провідність системи.

Отже, знаючи витрату і провідність системи  $P_c$  витрату в окремих її вітках визначаємо так:

$$Q_1 = P_1 Q / P_c; Q_2 = P_2 Q / P_c; Q_3 = P_3 Q / P_c; Q_4 = P_4 Q / P_c \quad (3.127)$$

У розглянутих вище випадках витрата подавалася на початку трубопроводу і проходила без змін до його кінця, тобто транзитом.

Розглянемо трубопровід постійного діаметру, з якого здійснюється безперервна і рівномірна роздача рідини на шляху:

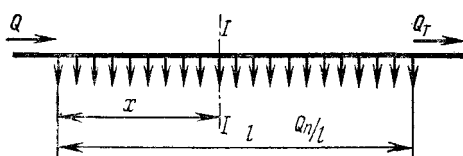


Рис. 3.42

якщо  $Q_n$  – шляхова витрата рідини на ділянці труби довжиною  $l$ , то на одиницю довжини трубопроводу витрачається  $Q_n/l$  рідини. Нехай на початку трубопроводів витрата дорівнювала  $Q$ , тоді транзитна витрата через

розглянутий трубопровід  $Q_m = Q - Q_n$ .

Витрата, що проходить через довільний переріз  $I-I$ , складе (рис. 3.43)

$$Q = Q_m + Q_n (l-x)/l = (Q_n + Q_m) - Q_n x/l. \quad (3.128)$$

Втрати тиску вздовж нескінченно малої ділянки шляху рівні (в області турбулентного потоку)

$$dh_{\text{втр}} = \frac{Q^2}{K^2} dx = \frac{1}{K^2} \left[ (Q_n + Q_m) - \frac{Q_n x}{l} \right]^2 dx. \quad (3.129)$$

Інтегруючи рівняння (3.129) у межах від 0 до  $l$ , одержуємо розрахункове рівняння для визначення втрат напору на всій ділянці довжиною  $l$ :

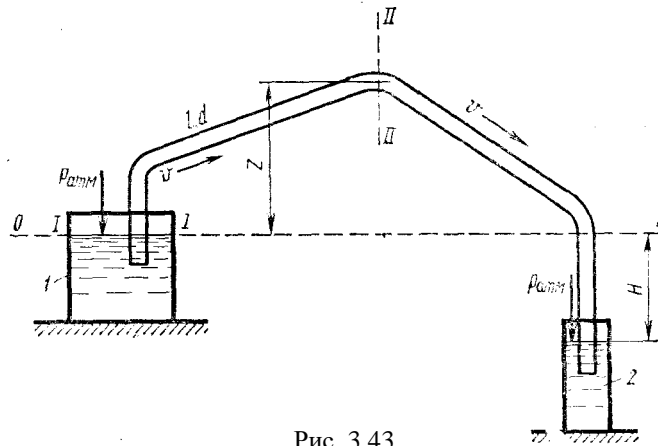


Рис. 3.43

$$h_{\text{втр}} = l(Q_n^2 + Q_n Q_m + Q_m^2 / 3) K^2. \quad (3.130)$$

При  $Q_m = 0$  (відсутність транзитного потоку)

$$h_{\text{втр}} = Q_n^2 l / (3K^2). \quad (3.131)$$

Таким чином, втрати тиску при безперервній роздачі в три рази менші, ніж втрати при зосередженій витраті наприкінці трубопроводу.

Так як при розрахунках користуватися формулою (1.130) досить складно, шляхову витрату враховують деякою його часткою, приймаючи розрахункову витрату рівною сумі транзитної витрати і певної частки шляхової витрати, тобто,

$$Q = (Q_m + \alpha Q_n), \quad (3.132)$$

де  $\alpha$  — коефіцієнт еквівалентності, при практичних розрахунках прийнятий рівним 0,5.

На рис. 3.43 показана схема сифона, який відносять до коротких трубопроводів. Сифон служить для подачі рідини з резервуару 1 у резервуар 2. Рідина в сифоні піднімається вище рівня рідини в резервуарі 1 на величину  $z$ , для чого в перерізі II-II сифона створюють вакуум, що забезпечує підйом рідини і її рух. Розрахунком як правило визначають пропускну здатність сифона і граничне значення висоти  $z$ .

Оскільки сифон є коротким трубопроводом, його пропускну здатність може бути визначена за формулою (3.120).

Для визначення висоти  $z$  складемо рівняння Бернуллі для перерізів I-I і II-II щодо площини порівняння 0-0, яка співпадає з поверхнею води в резервуарі 1:

$$p_{\text{атм}}/\gamma = z + p_2/\gamma + v^2/(2g) + \Sigma \zeta_m v^2/(2g) + \lambda l v^2/(2g d) \quad (3.133)$$

де  $p_2$  – тиск у перерізі II – II;  $v$  — швидкість руху рідини в трубопроводі сифона. Враховуючи, що  $p_{\text{атм}}/\gamma - p_2/\gamma = h_{\text{вак}}$ , одержимо

$$h_{\text{вак}} = z + (1 + \Sigma \zeta_m + \lambda l/d) v^2/(2g) \quad (3.134)$$

і остаточно

$$z = h_{\text{вак}} - (1 + \Sigma \zeta_m + \lambda l/d) v^2/(2g). \quad (3.135)$$

Враховуючи втрати тиску в сифоні, а також необхідність запобігання кавітації, яка виникає при великих зниженнях тисків, висоту  $z$  варто приймати такою, щоб висота  $h_{\text{вак}}$  не перевищувала 70 кПа.

### 3.14. Потужність, кавітація

Потужність - це робота, що виконується за одиницю часу. В гідравлічних системах розрізняють механічну та гідравлічну потужність. Механічна потужність в насосі перетворюється в гідравлічну, передається на певну відстань, піддається керуючим впливам і зрештою знову перетворюється в механічну.

**Гідравлічна потужність визначається як добуток тиску та об'ємної витрати:**

$$N = p \cdot Q.$$

Потужність, що підводиться до гідравлічної системи не рівна вихідній потужності, так як мають місце місцеві втрати. Відношення вихідної потужності до вхідної називається **коефіцієнтом корисної дії**.

Розрізняють втрати рідини, що обумовлені витоками робочої рідин та гідравлічно-механічні втрати, що обумовлені тертям. Відповідно розрізняють:

1. Об'ємний коефіцієнт корисної дії, що враховує втрати потужності, які відбуваються через внутрішні та зовнішні витоки робочої рідини в насосах, гідродвигунах та клапанах.

2, Гідравлічно-механічний коефіцієнт корисної дії, що обумовлений тертям в насосах, гідромоторах та гідроциліндрах.

Кавітацією називається явища, коли через різке збільшення швидкості потоку і зниження тиску утворюються бульбашки повітря, що викликають шум, вібрацію і руйнування поверхні деталей. Кавітація може виникати на кромках різних гідравлічних пристроїв: клапанів, насосів тощо. При підвищенні швидкості руху мастила в звуженнях кінетична енергія зростає. Відбувається падіння тиску нижче за атмосферний, а за величини вакууму 0,3 бар та менше з мастила виділяються гази та створюються бульбашки.

Після того як потік минає звуження тиск знову підвищується і бульбашки лопають. В результаті можуть виникати наступні кавітаційні ефекти: зростання тиску, що веде до руйнування матеріалів, samozapalювання маслоповітряної суміші через високі локальні температури в місці, де лопають бульбашки.

Повітря присутнє в мастилах, що використовуються в гідросистемах завжди (до 9% за нормально тиску). Проте, цей відсоток змінюється в залежності від тиску, температури та сорту масла, негерметичності системи.

**3.15. Гідравлічний удар у трубах.** При швидкому закритті чи відкритті засувки або при миттєвій зупинці потоку в напорних трубопроводах (наприклад, зупинка насоса через раптове припинення електроенергії) відбувається гідравлічний удар.

У результаті різкого підвищення тиску відбувається стиск рідини, що супроводжується розширенням трубопроводу і миттєвим збільшенням об'єму рідини. Величина додаткового тиску всередині трубопроводу буває настільки велика, що викликає розрив його стінок: для сталевих водопроводів понад 1 МПа на кожен 1 м/с втраченої швидкості. Крім того, при гідравлічному ударі можливе утворення глибокого вакууму. Теоретичне обґрунтування явища гідравлічного удару в трубах і метод його розрахунку, були дані в 1898 р. Н. Е. Жуковський.

Збільшення тиску в трубопроводі при гідравлічному ударі в перший момент відбувається безпосередньо в засувці, а потім передається через сусідні шари рідини по всій довжині  $l$  трубопроводу з деякою швидкістю  $a$ . Ця швидкість називається **швидкістю поширення ударної хвилі**. Після закінчення часу  $t = l/a$  ударна хвиля дійде до початку трубопроводу і вся рідина в трубі зупиниться. Величину швидкості поширення ударної хвилі можна визначити по формулі Н. Е. Жуковського:

$$a = \sqrt{\frac{E_0}{\rho}} / \sqrt{1 + \frac{E_0 d}{E \delta}} \quad (3.136)$$

Вираз  $\sqrt{\frac{E_0}{\rho}}$  являє собою швидкість поширення пружних деформацій у рідині з густиною  $\rho$  і модулем пружності  $E_0$ .

Для води  $\sqrt{\frac{E_0}{\rho}} = 1425$  м/с.

Величину тиску, що виникає при гідравлічному ударі, визначають по формулі Н.Е. Жуковського:

$$p - p_0 = -\rho a (v - v_0). \quad (3.137)$$

де  $p_0$  і  $v_0$  – тиск і швидкість, що відповідає моменту перед ударом.

З формули (1.137) випливає, що максимальний тиск при гідравлічному ударі буде у випадку зменшення швидкості рідини до нуля, тобто при  $v = 0$

$$p - p_0 = \rho v_0 a \quad (3.138)$$

Для збереження трубопроводів від шкідливих впливів гідравлічного удару встановлюють запірно-регулюючу апаратуру, що забезпечує повільне закриття перерізу труби.

## ТЕМА 4. ГІДРАВЛІЧНІ ТА ПНЕВМАТИЧНІ МАШИНИ

### 4.1. Насоси: класифікація та основні параметри

Центральним конструктивним елементом енергозабезпечуючих частини гідросистем є гідравлічний насос. Цей конструктивний вузол гідросистеми виробляє гідравлічну енергію, необхідну для її роботи, шляхом перетворення механічної потужності приводного двигуна. Він засмоктує робочу рідину з гідробака і, долаючи наявний опір, подає її в мережу трубопроводів гідравлічної системи. Тиск в гідросистемі створюється лише в тому випадку, якщо рідина долає певний опір.

**Насоси** - гідравлічні машини, що перетворюють енергію електродвигуна в енергію рідини, що перекачується, підвищуючи її тиск. Різниця тиску в насосі та трубопроводі забезпечує переміщення рідини.

**За принципом руху та дією на рідину розрізняють (рис. 4.1):**

об'ємні насоси;

динамічні насоси.



Рисунок 4.1 – Класифікація насосів

**Об'ємні насоси** – насоси, в яких відбувається дія робочих органів на замкнутий об'єм рідини. В них рідина переміщається за рахунок періодичної зміни об'єму робочої камери, що поперемінно сполучається з вхідним і вихідним патрубками насоса.

**Динамічні насоси** – насоси, в яких відбувається дія на незамкнутий об'єм рідини. Динамічні насоси — це насоси, в яких рідина під впливом гідродинамічних сил переміщається в камері, що постійно сполучена з вхідним і вихідним патрубками насоса.

### Основні параметри насосів:

1. **Продуктивність (подача)** – об'єм рідини, що подається насосом в нагнітальний трубопровід за одиницю часу.

$$[Q] = \text{м}^3/\text{с} \text{ (м}^3/\text{год)} - \text{об'ємна витрата.}$$

2. **Напор характеризує питому енергію**, яку надає насос одиниці ваги рідини.

$$[H] = \text{м} = \text{Дж/Н}$$

3. **Корисна потужність** – потужність, що витрачається насосом на надання рідині енергії тиску.

$$N_K = \gamma QH = \rho g QH$$

$$[N_K] = \text{Дж/с} = \text{Вт}$$

4. **Потужність на валу** -  $N_B > N_K$ , так як насос має коефіцієнт корисної дії.

$$N_B = N_K / \eta; \quad N_K = N_B \cdot \eta.$$

### 5. ККД насоса

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_\Gamma \cdot \eta_{\text{Мех}}$$

де  $\eta_v$  - об'ємний КПД або коефіцієнт подачі:

$$\eta_v = \frac{Q_{\text{факт}}}{Q_{\text{теор}}}$$

$Q_{\text{факт}}$  - продуктивність з врахуванням витікання рідини через зазори та сальникові ущільнення, а також з врахуванням всмоктування повітря через нещільності

$\eta_\Gamma$  – гідравлічний ККД:

$$\eta_\Gamma = \frac{H_{\text{факт}}}{H_{\text{теор}}},$$

де  $H_{\text{факт}}$  - фактичний напор, що враховує втрати напору при проходженні через насос;

$\eta_{\text{Мех}}$  – механічний ККД, що враховує втрати напору на механічне тертя ( в підшипниках, сальниках).

**ККД насоса залежить від:**

– **конструкції насоса:**

відцентрові насоси  $\eta = 0,6 - 0,8$ ;

найбільш сучасні відцентрові насоси високої продуктивності  $\eta_{\text{ЦБ}} = 0,93 - 0,95$ ;

поршневі насоси  $\eta_{\text{П}} = 0,8 - 0,9$ ;

**– ступені зношення.**

## 6. Потужність двигуна

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{в}}}{\eta_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{дв}}} = \frac{N_{\text{п}}}{\eta_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{н}}} = \frac{N_{\text{п}}}{\eta_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{V}} \cdot \eta_{\text{Г}} \cdot \eta_{\text{мех}}}$$

$N_{\text{дв}} > N_{\text{в}}$  + величина механічних втрат на передачу від двигуна до насоса та в самому електродвигуні

ККД насосної установки

$$\eta = \eta_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{V}} \cdot \eta_{\text{Г}} \cdot \eta_{\text{мех}}$$

## 7. Встановлена потужність

$$N_{\text{уст}} = N_{\text{дв}} \cdot \beta;$$

де  $\beta$  – коефіцієнт запасу (таблиця 2), який залежить від номінальної потужності двигуна  $N_{\text{дв}}$

**Таблиця 2 – Коефіцієнт запасу насоса**

$N_{\text{дв}}$ , кВт	Менше 1	1-5	5-50	Більше 50
$\beta$	2-1,5	1,5-1,2	1,2-1,15	1,1

Встановлена потужність  $N_{\text{уст}}$  враховує можливі перевантаження в момент пуску насоса, що виникають у зв'язку з подоланням сил інерції маси рідини в спокої.

## 4.2. Динамічні насоси

**Відцентрові насоси** (рис. 4.2) використовуються для транспортування рідин шляхом перетворення кінетичної енергії обертання в гідродинамічну енергію потоку рідини. Обертальна енергія, передається від електродвигуна. Рідина надходить у робоче колесо насоса вздовж або поблизу осі обертання, і прискорюється крильчаткою, тече радіально назовні в дифузор або спіральну камеру (кожух).

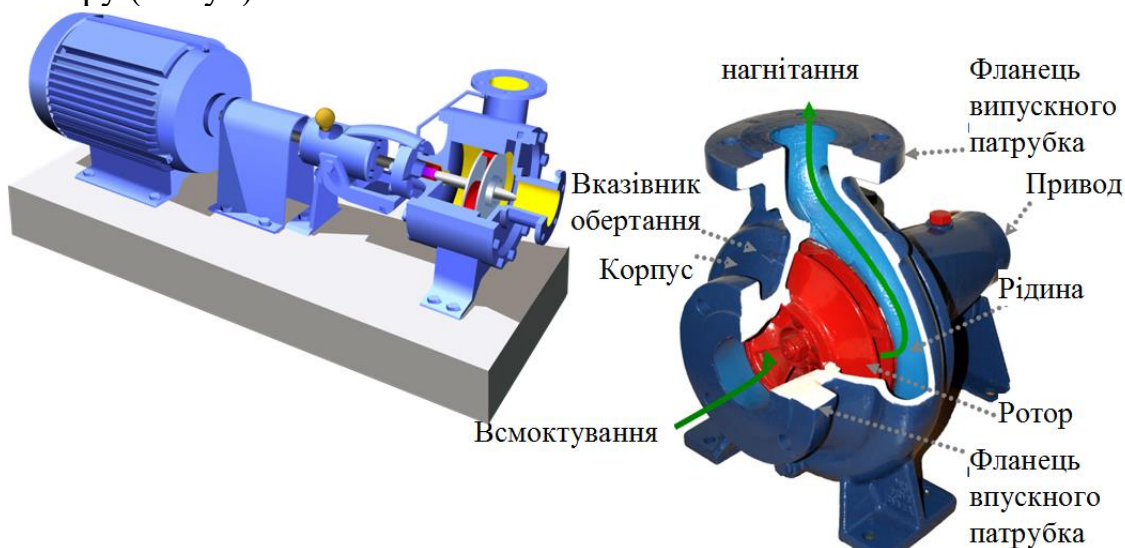


Рисунок 4.2– Відцентровий насос

**Осьові насоси** (рис. 4.3) є динамічними лопатевими машинами, в яких кінетична енергія обертання, перетворюється в гідродинамічну енергію потоку.

Осьові насоси використовуються для перекачування великих витрат рідини за малого напору.

Робоче колесо з лопатями 1 встановлено в циліндричному корпусі 2, який попередньо повинен бути заповнений рідиною. Направляючий апарат 3 розташований за робочим колесом.

В результаті динамічного впливу лопаті на рідину виникає підйомна сила, частинки рідини рухаються уздовж осі робочого колеса, одночасно з цим потік закручується. Для припинення обертання рідини за робочим колесом встановлений направляючий апарат 3, на виході якого розташований напірний патрубок

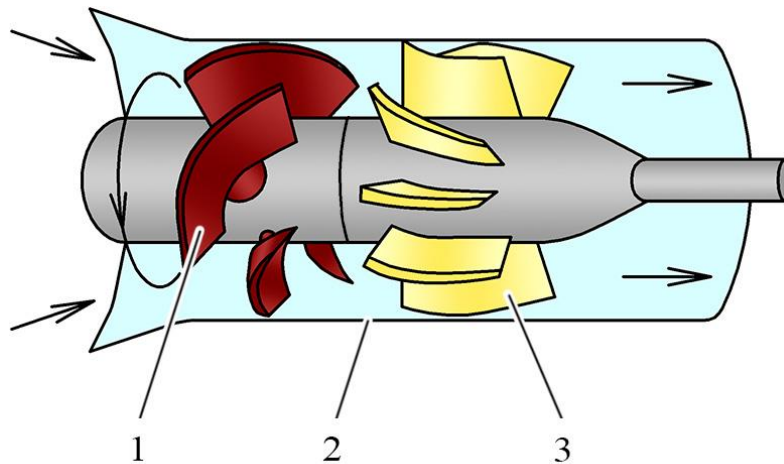


Рисунок 4.3 – Осьовий насос

**Вихрові насоси** - динамічні насоси тертя, в яких робоча рідина переміщується по периферії робочого колеса в тангенціальному напрямку. Існує два основних типи вихрових насосів: відкритого і закритого типу.

У корпусі 1 вихрового насоса закритого типу (рис. 4.4) встановлено робоче колесо 2 з малими зазорами. У корпусі також виконаний спеціальний концентричний канал 3, розташований по периметру кола описуваного лопатями від вхідного патрубка 4 до напірного 5. Концентричний канал розділений перемичкою 6, яка не дозволяє рідині перетікати з напірної лінії у всмоктувальну. Лопатки робочого колеса передають енергію рідині, яка під впливом сил інерції і тертя переміщується від всмоктувального патрубка до напірного.

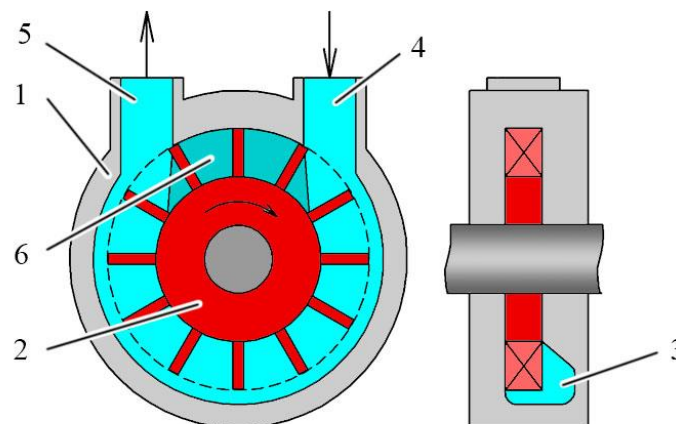


Рисунок 4.4– Вихровий насос закритого типу

У вихровому насосі відкритого типу (рис. 4.5) робоча рідина надходить до лопатей робочого колеса 1 через отвір 2 і вікно 3. Через робоче колесо рідина надходить в кільцевий канал 4, виконаний в корпусі 5. Під впливом лопатей робочого колеса рідина переміщується по кільцевому каналу, і через отвір 6 надходить в напірну лінію 7.

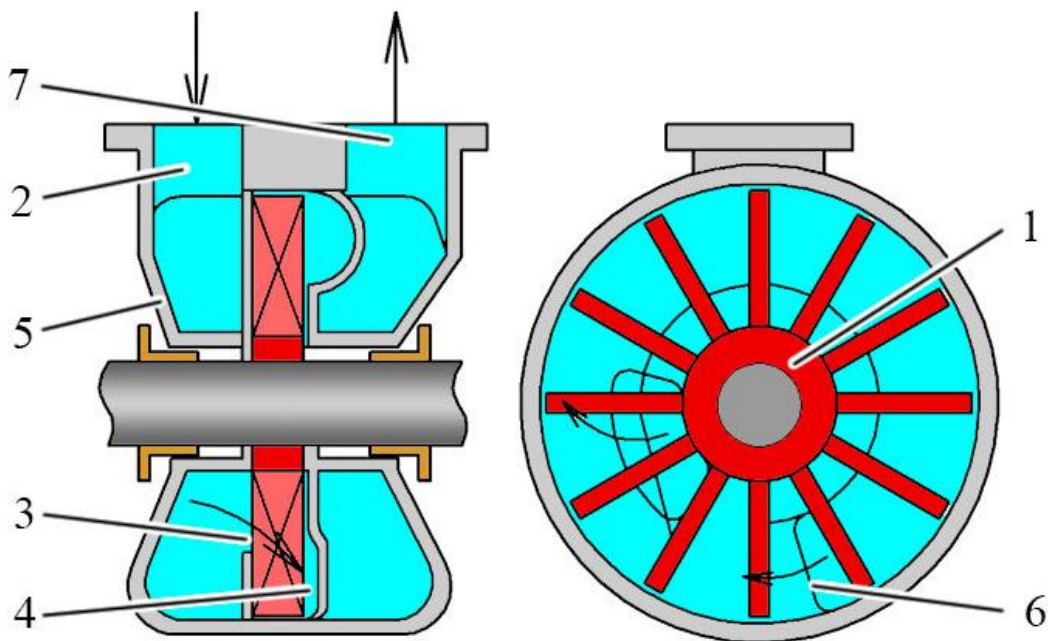


Рисунок 4.5 – Вихровий насос відкритого типу

**Струменевими насосами або ежекторами** (рис. 4.6) називають насоси, в яких пасивний потік отримує енергію і переміщується завдяки перемішуванню з активним потоком, що має більшу енергію.

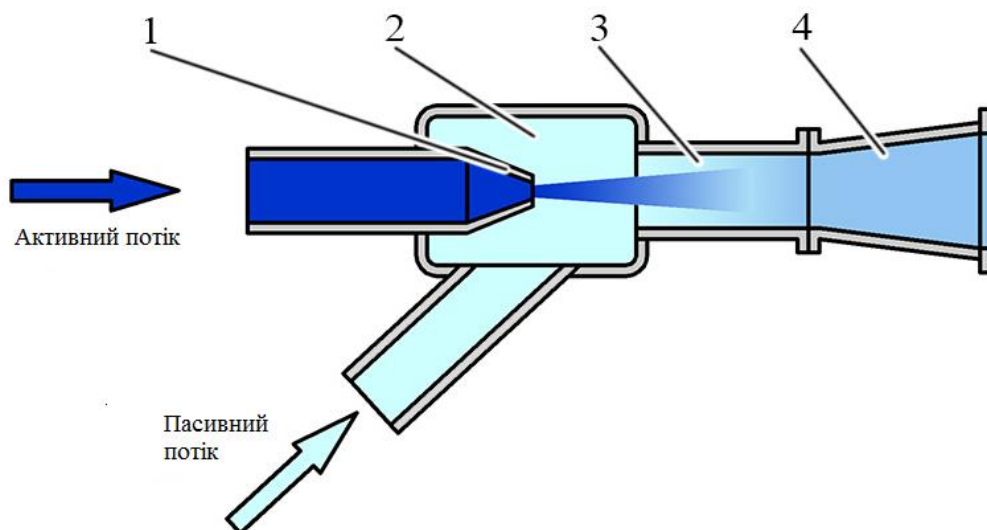


Рисунок 4.6 – Струменевий насос

Сопло 1 призначене для перетворення потенційної енергії потоку в кінетичну, тобто для отримання високошвидкісного струменя. Приймальна камера 2 призначена для прийому пасивного потоку. У робочій камері 3 відбувається змішування активного і пасивного потоків, передача енергії від активного потоку пасивному, тобто відбувається енергообмін. На виході камери обидва потоки перемішані і мають однаковий напір. Дифузор 4

призначений для перетворення частини кінетичної енергії в потенційну, тобто швидкість потоку в дифузори знижується, а тиск підвищується.

### 4.3. Об'ємні насоси

**Мембранні (діафрагмові) насоси** (рис. 4.7) - об'ємні насоси, робочий орган яких - гнучка пластина (діафрагми, мембрани), закріплена по краях. Пластина згинається під дією важільного механізму (механічний привід) або в результаті зміни тиску повітря (пневматичний привід) або рідини (гідравлічний привід), виконуючи функцію, еквівалентну функції поршня в поршневому насосі

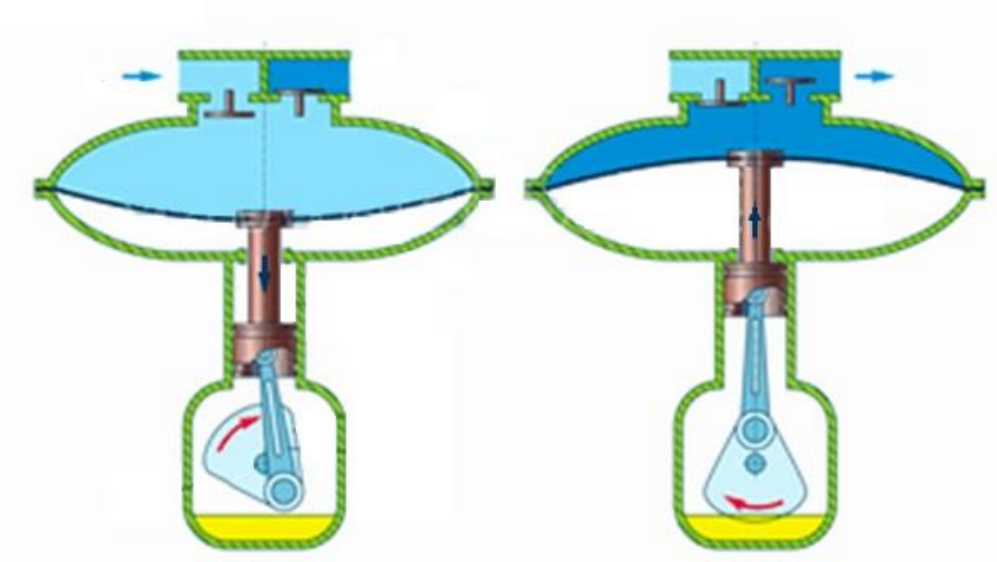


Рисунок 4.7 – Мембранний (діафрагмовий) насос

**Шестеренні насоси** (рис. 4.8) - об'ємні гідравлічні машини роторного типу, що складаються з пари зубчастих коліс, розміщених у герметичному корпусі, що має порожнину всмоктування і нагнітання, а робочі камери утворені профілями впадин зубів, поверхнями розточок корпусу і бокових кришок.

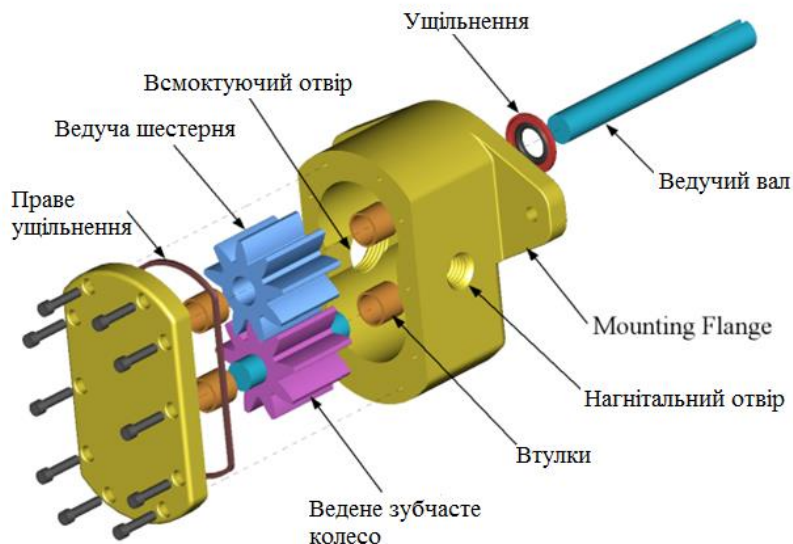


Рисунок 4.8 – Шестеренний насос

**Пластинчасті (шиберні) насоси** (рис. 4.9) – це роторні об'ємні гідромашини, витискачами в якій є дві і більше пластин (шиберів). Під час обертання вала насосу з ротором під дією відцентрової сили пластини притискаються до корпусу статора, в результаті чого утворюється дві порожнини, геометрично відділені одна від одної. При проходженні пластин через область всмоктування, об'єм робочих камер між ними збільшується і відбувається всмоктування робочої рідини. При проходженні пластин через область нагнітання, об'єм робочих камер між ними зменшується і відбувається витіснення робочої рідини в лінію нагнітання. Для забезпечення притискання пластин в зоні нагнітання в площину під ними підводиться тиск з лінії нагнітання. В деяких випадках контакт пластин здійснюється за рахунок встановлення пружин під пластинами.

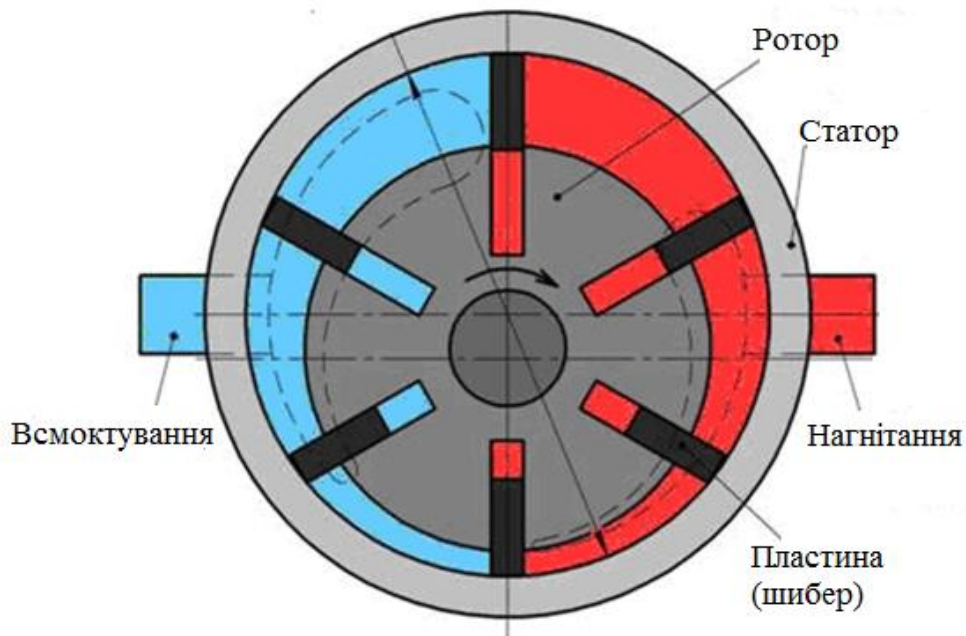


Рисунок 4.9 – Пластинчастий (шиберний) насос

#### 4.4. Поняття гідродвигунів та їх види

**Гідродвигуном** називають гідромашину, призначену для перетворення гідравлічної енергії потоку робочої рідини в механічну енергію вихідної ланки. У структурі гідроприводу саме гідродвигун є виконавчим елементом, оскільки він безпосередньо створює корисний рух робочого органа машини. Якщо насос формує потік робочої рідини під тиском, то гідродвигун сприймає цей потік і перетворює його енергію на механічну роботу. За характером руху робочого органа гідравлічні двигуни поділяються на двигуни з обертальним рухом, які називаються **гідромоторами**, двигуни з поступальним рухом, які називаються **гідроциліндрами**, та двигуни з поворотним рухом, які називаються **поворотними гідродвигунами**. Такий поділ має принципове значення, оскільки саме вид руху визначає конструкцію гідродвигуна, його робочі параметри та сферу застосування.

Гідродвигуни широко використовуються в гідрофікованих машинах, зокрема в сільськогосподарській техніці, будівельних машинах, транспортному

обладнанні та технологічних установках. Якщо необхідно отримати прямолінійне переміщення робочого органа, застосовують гідроциліндр. Якщо потрібне безперервне обертання, застосовують гідромотор. Якщо ж необхідний поворот вихідної ланки на обмежений кут, використовують поворотний гідродвигун. Таким чином, гідроциліндри, гідромотори та поворотні гідродвигуни є його основними різновидами гідродвигунів.

#### 4.5. Гідроциліндри

**Гідравлічним циліндром** називають об'ємний гідродвигун з зворотно-поступальним рухом вихідної ланки. Для всіх гідроциліндрів характерним є саме прямолінійний зворотно-поступальний рух. У найпростішому випадку гідроциліндр складається з корпусу, поршня, штока, кришок та ущільнювальних елементів. Поршень поділяє внутрішню порожнину циліндра на дві частини - поршневу та штокову. Під час подачі робочої рідини під тиском у відповідну порожнину створюється сила, яка діє на поршень і переміщує його разом зі штоком. Саме так здійснюється перетворення енергії потоку рідини на механічну роботу поступального руху.

Гідроциліндри підрозділяються на поршневі, плунжерні мембранні і сильфонні.

До механізмів з гнучкими роздільниками відносяться мембрани, мембранні гідроциліндри і сильфони.

Мембрани (рис. 4.10, а) застосовують в основному при невеликих переміщеннях і невеликих тисках (до 1 МПа). Мембранний виконавчий механізм являє собою затиснуте по периферії корпусу еластичне кільце 1. При збільшенні тиску в камері 2 еластичне кільце притискається до верхньої частини корпусу 3, і шток 4, пов'язаний з еластичним кільцем висувається. Зворотний хід штока забезпечує пружина 5.

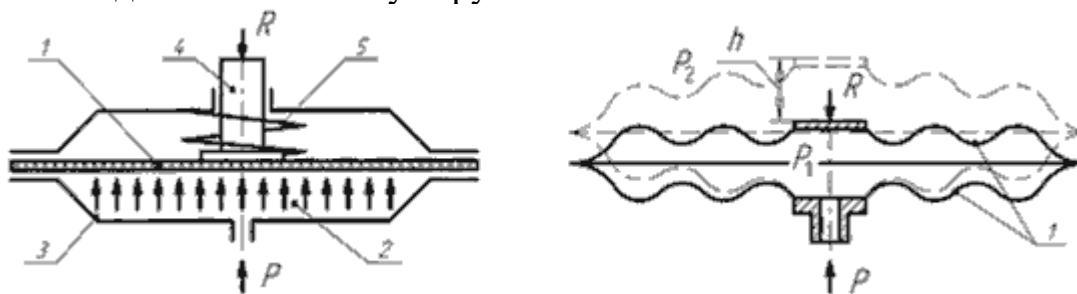


Рисунок 4.10 – Схеми мембран: а - плоска з еластичним кільцем; б - гофрована металева

У гідропневмоавтоматиці поширені також гофровані металеві мембрани (рис. 4.10, б). Деформація таких мембран відбувається за рахунок різниці тисків  $\Delta p = p_1 - p_2$  і зовнішнього навантаження  $R$ .

**Мембранні гідроциліндри** (рис. 4.11) допускають значні переміщення вихідної ланки - штока. При переміщенні поршня 1 в напрямку дії тиску рідини (рис. 4.11, а) мембрана 3 перегинається, перекочуючись зі стінок поршня 1 на стінки циліндра 2, до яких вона щільно підтискається тиском рідини (рис. 4.11, б). Зворотний хід поршня відбувається за рахунок пружини.

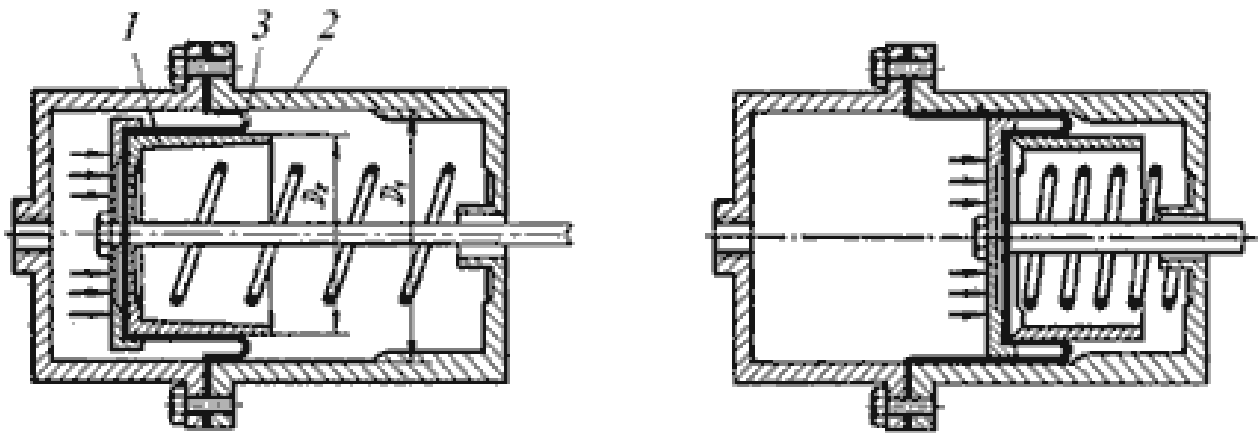


Рисунок 4.11 – Схеми роботи мембранного гідроциліндра

Сильфони (рис.4.12, а) призначені для роботи при невеликих тисках (до 3 МПа). Їх виготовляють з металів і неметалічних матеріалів (гуми або пластику). Металеві сильфони бувають одно- і багат шарові (до п'яти шарів). Застосування сильфонів виправдано в умовах високих і низьких температур, значення яких лімітується матеріалом, з якого виготовлений сильфон. Сильфони можуть бути цільні або зварені. Цілісні виготовляють розвальцюванням тонкостінної безшовної труби.

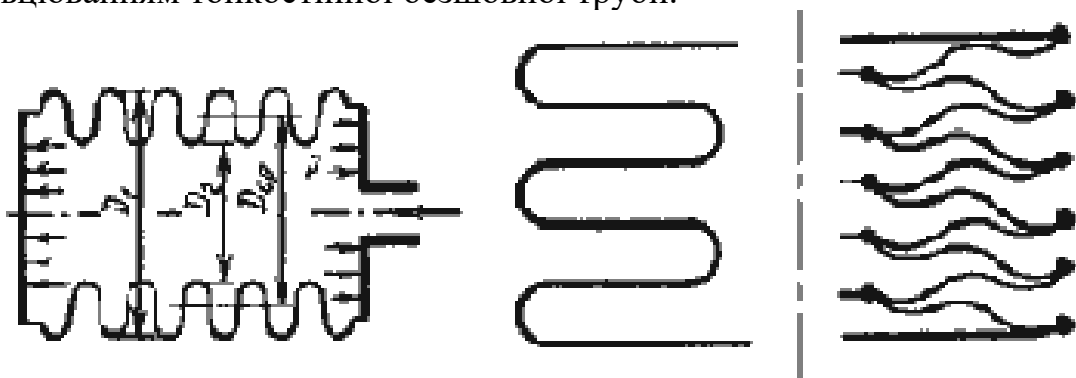


Рисунок 4.12 – Схема металевого сильфона: а - сильфон; б - цільна стінка; в - зварна стінка

Для приводу робочих органів мобільних машин найбільш широко застосовують поршневі гідроциліндри двосторонньої дії з одностороннім штоком (рис. 4.13).

Основою конструкції є гільза 2, що представляє собою трубу з ретельно обробленою внутрішньою поверхнею. У середині гільзи переміщається поршень 6, що має гумові манжетні ущільнення 5, які запобігають перетікання рідини з порожнин циліндра, розділених поршнем. Зусилля від поршня передає шток 3, який має поліровану поверхню. Для його напрямку служить ґрундбукса 8. З двох сторін гільзи укріплені кришки з отворами для підведення і відведення робочої рідини. Ущільнення між штоком і кришкою складається з двох манжет, одна з яких запобігає витоку рідини з циліндра, а інша служить брудознімачем 1. Отвір 7 служить для рухомого закріплення гідроциліндра. На нарізану частину штока кріпиться вушко або деталь, що з'єднує гідроциліндр з рухомих механізмом.

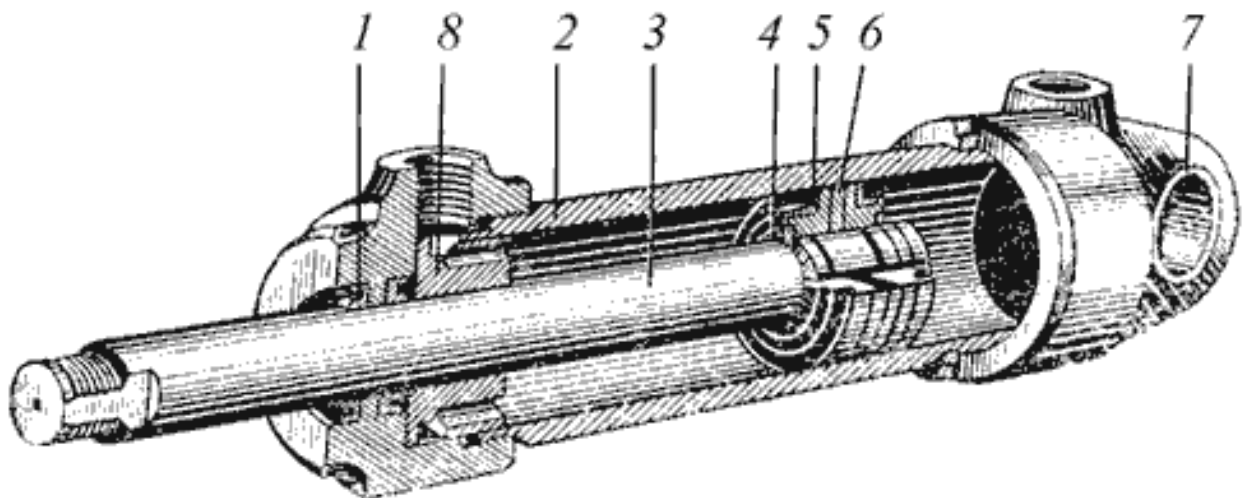


Рисунок 4.13 – Гідроциліндр: 1 - брудознімач; 2 - гільза; 3 - шток; 4 - стопорне кільце; 5 - манжета; 6 - поршень; 7 - вушко; 8 – ґрундбуksа

У нормалізованих циліндрів діаметр штока становить в середньому  $0,5 D$ , хід поршня не перевищує  $10D$ . При більшій величині ходу і тисках, що перевищують  $20$  МПа, шток слід перевіряти на стійкість від дії поздовжньої сили.

Для зменшення втрат тиску діаметри прохідних отворів в кришках циліндра для підведення робочої рідини визначають з розрахунку, щоб швидкість рідини становила в середньому  $5$  м / с, але не вище  $8$  м / с.

Хід поршня обмежується кришками циліндра. У деяких випадках вона досягає  $0,5$  м/с. Жорсткий удар поршня об кришку в гідроциліндрах будівельних машин запобігають демпфери (гальмівні пристрої). Принцип з дії більшості з них заснований на замиканні невеликого об'єму рідини і перетворення енергії рухомих мас в механічну енергію рідини. Із замкненого об'єму рідина витісняється через канали малого перетину.

.Основними параметрами поршневого гідроциліндра є: діаметри поршня  $D$  і штока  $d$ , робочий тиск  $P$ , і хід поршня  $S$ .

Розглянемо поршневий гідроциліндр з одностороннім штоком (рис. 4.14). За основними параметрами можна визначити наступні залежності:

– площа поршня в поршневій порожнини 1 і в штокової порожнини 2 відповідно

$$F_1 = \frac{\pi D^2}{4} \quad \text{и} \quad F_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

– зусилля, що розвивається штоком гідроциліндра при його висунення і втягуванні відповідно

$$R_1 = F_1 P_1 k_{тр} \quad \text{и} \quad R_2 = F_2 P_2 k_{тр},$$

де  $K_{тр} = 0,9 \dots 0,98$  - коефіцієнт, що враховує втрати на тертя;

– швидкості переміщення поршня

$$v_1 = \frac{4Q_1}{\pi D^2} \quad \text{и} \quad v_2 = \frac{4Q_2}{\pi(D^2 - d^2)}$$

Розрахунками міцності визначають товщину стінок циліндра, товщину кришок (головки) циліндра, діаметр штока, діаметр шпильок або болтів для кріплення кришок.

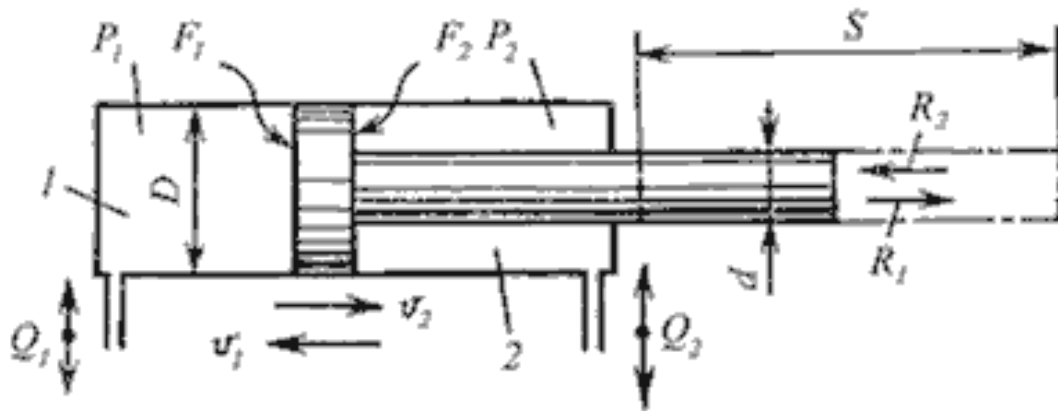


Рисунок 4.14 – Основні та розрахункові параметри гідроциліндра

Залежно від співвідношення зовнішнього  $D_H$  і внутрішнього  $D$  діаметрів циліндри підрозділяють на товстостінні і тонкостінні. Товстостінними називають циліндри, у яких  $D_H / D > 1,2$ , а тонкостінними - циліндри, у яких  $D_H / D \leq 1,2$ .

Товщину стінки одношарового товстостінного циліндра визначають за формулою:

$$\delta = \frac{D}{2} \left[ \sqrt{\frac{[\sigma] + P_y (1 - 2\mu)}{[\sigma] - P_y (1 + \mu)}} - 1 \right]$$

де  $P_y$  - умовний тиск, рівний (1,2 ... 1,3)  $P$ ;  $[\sigma]$  - допустиме напруження на розтяг, Па (для чавуну  $2,5 \cdot 10^7$ , для високоміцного чавуну  $4 \cdot 10^7$ , для сталевого лиття  $(8 \dots 10) \cdot 10^7$ , для легованої сталі  $(15 \dots 18) \cdot 10^7$ , для бронзи  $4,2 \cdot 10^7$ );  $\mu$  - коефіцієнт поперечної деформації (коефіцієнт Пуассона), рівний для чавуну 0, для сталі 0,29; для алюмінієвих сплавів 0,26 ... 0,33; для латуні 0,35.

Товщину стінки тонкостінного циліндра визначають за формулою:

$$\delta = \frac{P_y D}{2,3[\sigma] - P_y}$$

До визначеної за формулами товщині стінки циліндра додається припуск на обробку матеріалу. Для  $D = 30 \dots 180$  мм припуск приймають рівним 0,5 ... 1 мм.

Товщину кришки циліндра визначають за формулою:

$$\delta_k = 0,433 d_k \sqrt{\frac{P_y}{[\sigma]}}$$

де  $d_k$  - діаметр кришки.

Діаметр штока, що працює на розтягування і стиснення відповідно

$$d = \sqrt{\frac{4R}{\pi[\sigma_p]}} \quad \text{и} \quad d = D \sqrt{\frac{R}{[\sigma_c]}}$$

де  $[\sigma_p]$  і  $[\sigma_c]$  - допустимі напруги на розтягування і стиснення штока;

Штоки, довжина яких більше 10 діаметрів ("довгі" штоки), що працюють на стиск, розраховують на поздовжній вигин за формулою Ейлера

$$\frac{R}{f} < \sigma_{кр}$$

де  $\sigma_{кр}$  - критичне напруження при поздовжньому згині;  $f$  - площа поперечного перерізу штока;

Діаметр болтів для кріплення кришок циліндрів

$$d_b = D \sqrt{\frac{P}{1,2n[\sigma_p]}}$$

де  $n$  - число болтів.

Для зворотно-поворотних рухів на кут, менший  $360^\circ$ , застосовують поворотні гідроциліндри (рис. 4.15), які представляють собою об'ємний гідродвигун зі зворотно-поворотним рухом вихідної ланки.

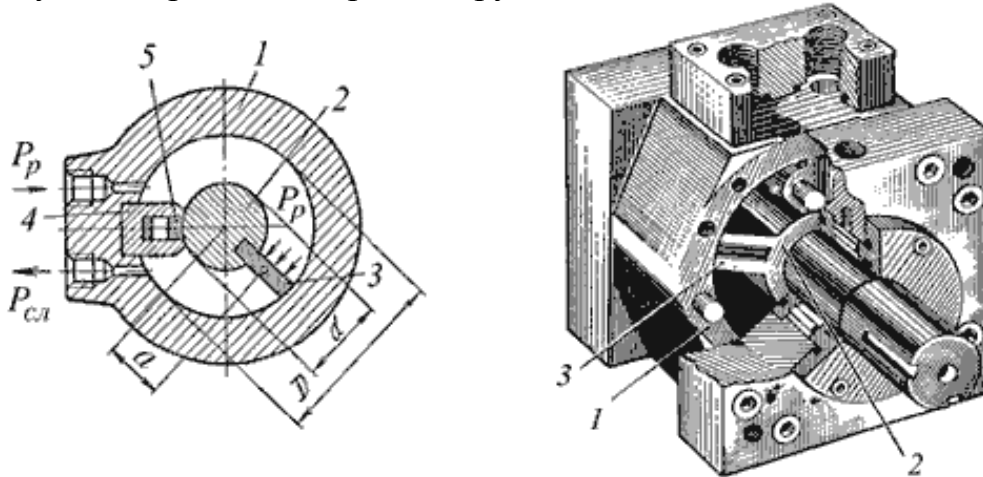


Рисунок 4.15 – Поворотний однолопатний гідроциліндр: а - схема; б - загальний вигляд

Поворотний гідроциліндр складається з корпусу 1, і поворотного ротора, що представляє собою втулку 2, несучу пластину (лопать) 3. Кільцева порожнину між внутрішньою поверхнею циліндра і ротором розділена ущільнювальної перемичкою 4 із пружним підтисканням до ротора елемента ущільнювача 5.

При підведенні рідини під тиском  $p_p$  в верхній канал (див. рис. 4.15, а) пластина 3 з втулкою 2 буде повертатися за годинниковою стрілкою. Кут повороту вала циліндра з однієї робочої пластинною зазвичай не перевищує  $270 \dots 280^\circ$ .

Застосовуються також і багатопластинчаті поворотні гідроциліндри (рис. 4.16), які дозволяють збільшити крутний момент, однак кут повороту при цьому зменшиться.

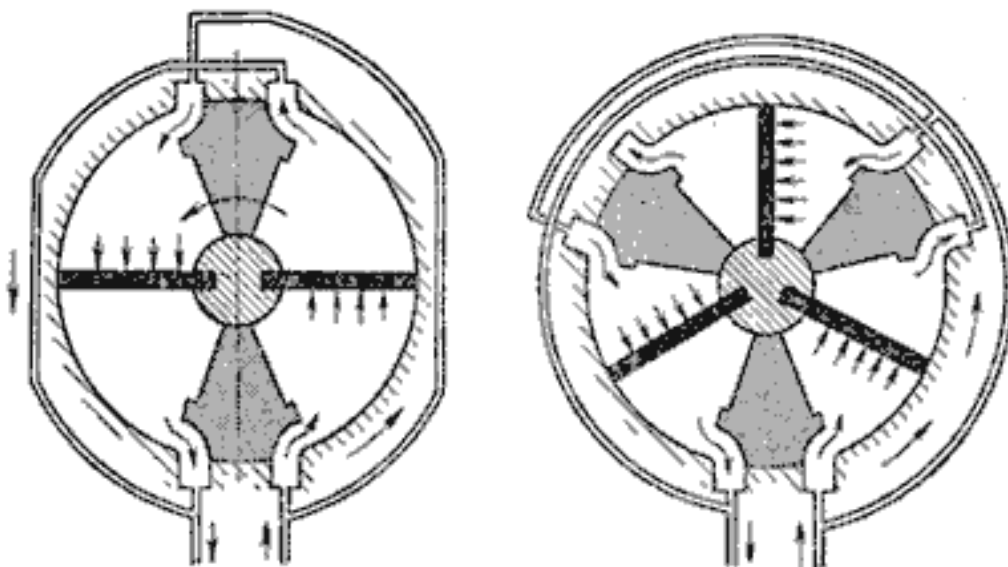


Рисунок 4.16 – Поворотні гідроциліндри: а - дволопатевий; б – трилопатевий

#### 4.6. Гідромотори

Гідромотор – це об’ємний гідродвигун з обертальним рухом вихідної або рушійної ланки. На відміну від гідроциліндра, який забезпечує прямолінійне переміщення, гідромотор перетворює енергію потоку рідини на крутний момент і безперервне обертання вала. Саме тому гідромотори застосовують у тих механізмах, де потрібно безпосередньо приводити в рух робочі органи обертальної дії. У сільськогосподарській техніці це можуть бути шнеки, транспортери, мотовила, висівні апарати, дозатори, вентилятори, робочі органи машин для внесення добрив та інші агрегати.

За своїми робочими властивостями гідромотори можуть бути нерегульованими і регульованими, реверсивними і неревверсивними. За конструкцією найпоширенішими є шестеренні, пластинчасті, аксіально-поршневі та радіально-поршневі гідромотори. Шестеренні гідромотори відрізняються простотою конструкції, компактністю і відносно невисокою вартістю, тому їх часто застосовують у сільськогосподарських машинах. Аксіально-поршневі гідромотори широко використовують там, де потрібні великі частоти обертання, висока питома потужність і добрі динамічні властивості. Це пояснюється тим, що в аксіально-поршневих машинах осі поршнів паралельні осі блока циліндрів або утворюють з нею невеликий кут, а отже, ротор має невеликий діаметр і момент інерції.

Принцип дії гідромотора полягає в тому, що робоча рідина під тиском надходить у замкнені робочі камери машини і діє на її рухомі елементи. Унаслідок цього виникає крутний момент, який обертає вал. Величина крутного моменту залежить від тиску робочої рідини та робочого об’єму мотора, а частота обертання визначається витратою рідини. Тобто, як і в інших об’ємних гідромашинах, у гідромоторі основними керованими параметрами є тиск і витрата. Завдяки цьому гідромотори забезпечують добру керованість, можливість плавного регулювання частоти обертання, реверсування та узгодження з різними режимами роботи машини.

Аксіально-поршневий гідромотор зображений на рис. 4.17.

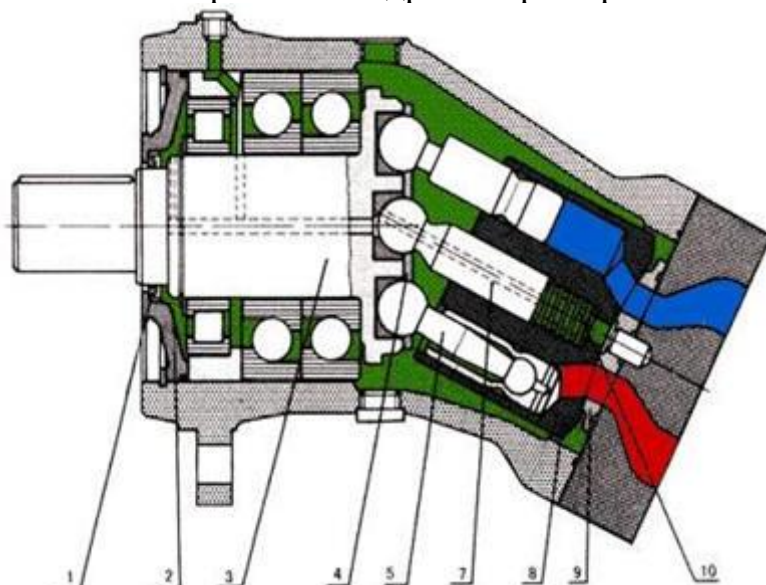


Рисунок 4.17 – Схема аксіального роторно-поршневого гідромотора

Залежно від призначення гідропривода в ньому можуть застосовуватись або гідромотори з великою частотою обертання і відносно невеликим крутним моментом, або тихохідні високомоментні гідромотори. Низькомоментні гідромотори доцільно використовувати в приводах швидкооберткових робочих органів, а високомоментні – там, де потрібна велика тягово-силова дія при невеликій швидкості обертання. У технічному відношенні гідромотори є дуже важливими елементами сучасних гідроприводів, оскільки дозволяють отримувати компактний, регульований і реверсивний обертальний привід без складних механічних передач.

#### 4.7. Компресори

**Компресор** – це пристрій для стиснення повітря або іншого газу і подачі його під тиском. У пневмоприводі він виконує роль джерела енергії: саме компресор створює запас стиснутого повітря, який далі використовується в пневмоциліндрах, пневмомоторах та інших виконавчих механізмах. В пневмосистемах енергія стиснутого повітря перетворюється на механічну енергію виконавчих механізмів під час дії повітря на їх робочі органи, а сила і швидкість їх роботи визначаються відповідно тиском і витратою повітря.

За своїм місцем у пневмосистемі компресор належить до джерел енергії робочого газу. Зазвичай він працює не ізольовано, а разом із ресивером, пристроями очищення та осушення повітря, запобіжною і регульовальною апаратурою, манометрами та пневмомагістралями. Така побудова потрібна тому, що для надійної роботи пневмоприводу недостатньо лише стиснути повітря – його потрібно ще накопичити, стабілізувати за тиском, очистити від пилу, масла і вологи та подати до споживача з потрібними параметрами. Саме тому в навчальному курсі компресор доцільно розглядати не як окремий агрегат, а як початкову ланку всієї системи пневмоприводу.

За принципом дії компресори поділяють на дві великі групи: об'ємні та динамічні. В об'ємних компресорах газ стискається в замкненому робочому об'ємі, який періодично змінюється; до цієї групи належать поршневі та роторні конструкції. У динамічних компресорах підвищення тиску досягається за рахунок надання газу великої швидкості з подальшим перетворенням кінетичної енергії в енергію тиску; до цієї групи належать відцентрові та осьові компресори. Такий поділ є загальноприйнятим і використовується також у сучасних технічних класифікаціях промислових компресорів.

Найбільш поширеними є **поршневі компресори** (рис. 4.18). Їх робота базується на зворотно-поступальному русі поршня в циліндрі. Під час ходу поршня в один бік у робочій камері створюється розрідження, відкривається всмоктувальний клапан і повітря надходить у циліндр. Під час зворотного ходу об'єм камери зменшується, повітря стискається, після досягнення певного тиску відкривається нагнітальний клапан і стиснене повітря подається в ресивер або безпосередньо в пневмомережу. Перевагами поршневих компресорів є відносна простота, можливість одержання досить високого тиску та зручність використання в установках малої і середньої продуктивності.

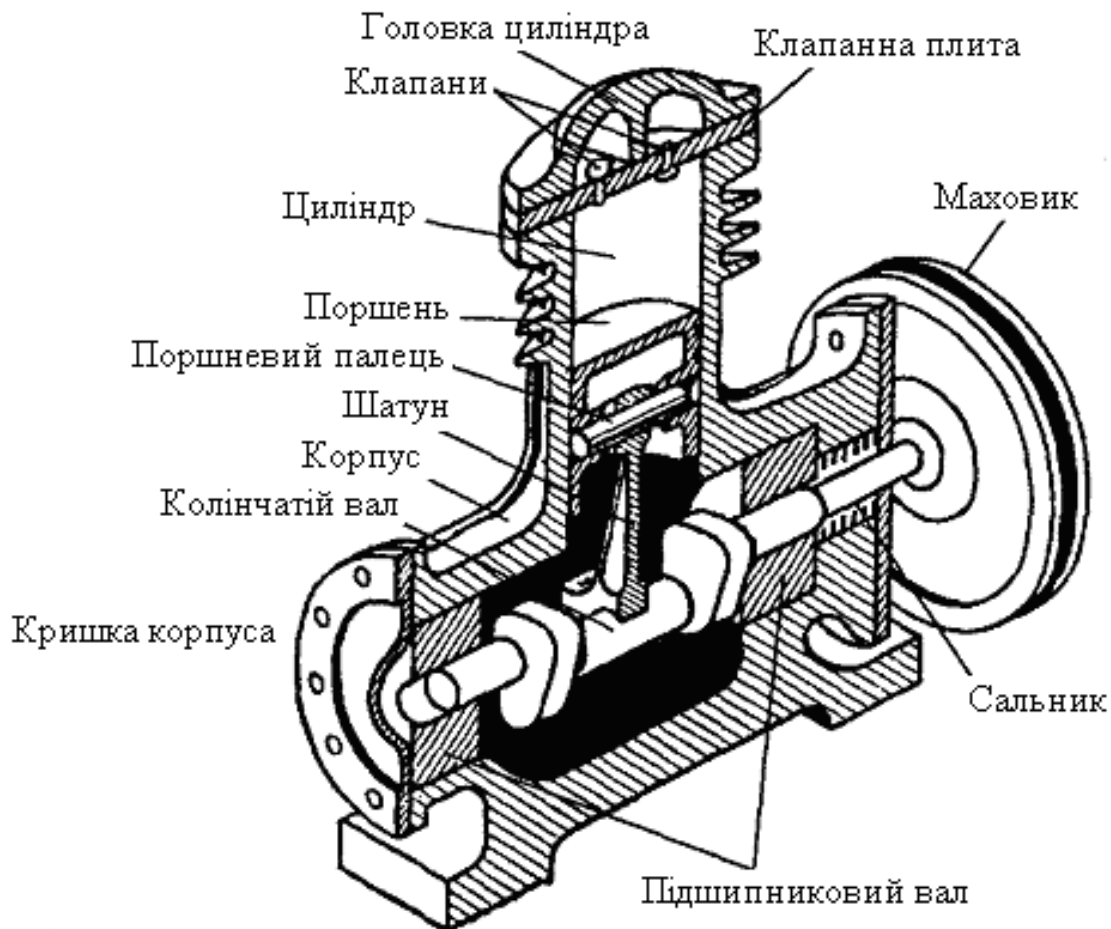


Рисунок 4.18 – Поршневий компресор

Поршневий компресор працює так: під час обертання колінчастого вала поршень, з'єднаний із шатуном через поршневий палець, здійснює зворотно-поступальний рух у циліндрі; коли поршень рухається вниз, у робочій порожнині виникає розрідження і через всмоктувальний клапан у головці циліндра в компресор надходить атмосферне повітря, а коли поршень рухається вгору, об'єм порожнини зменшується, повітря стискається, всмоктувальний клапан закривається, відкривається нагнітальний клапан і стиснене повітря подається в пневматичну систему або ресивер; на поданій схемі видно основні елементи такого компресора — головку циліндра з клапанами, циліндр, поршень, поршневий палець, шатун, колінчастий вал, маховик, корпус і сальник, а сама схема показує, що компресор перетворює механічну енергію обертання вала на енергію стиснутого повітря.

**Роторні компресори**, передусім гвинтові, працюють інакше. У них стиснення повітря здійснюється не поршнем, а двома роторами, що взаємно обертаються і поступово зменшують об'єм міжзубцевих порожнин із захопленим повітрям. Порівняно з поршневими вони забезпечують більш рівномірну подачу, краще придатні до тривалої безперервної роботи і широко застосовуються в стаціонарних пневмосистемах підприємств. Динамічні компресори – відцентрові й осьові – доцільні там, де потрібна дуже велика витрата повітря; вони частіше використовуються у великій промисловості, енергетиці та спеціальних технологічних установках.

Як елемент пневмоприводу компресор має відповідати кільком основним вимогам. Він повинен забезпечувати потрібний тиск, необхідну подачу повітря, достатню надійність роботи, прийнятний рівень енергоспоживання та можливість узгодження з режимом роботи споживачів. Вибір компресора визначається не лише його конструкцією, а й режимом використання: для переривчастої роботи й невеликих витрат часто достатньо поршневого компресора, тоді як для безперервної подачі в цехову мережу доцільнішим є гвинтовий.

У сільськогосподарській і загальнотехнічній практиці компресори застосовують у пневматичних гальмівних системах, для живлення пневмоінструмента, у пневмосистемах технологічного обладнання, фарбувальних установках, системах очищення, продування, транспортування сипких матеріалів, а також у пневмоавтоматиці. Отже, компресор є базовим агрегатом будь-якої пневмосистеми, оскільки саме він перетворює механічну енергію приводу на енергію стиснутого повітря, яка потім використовується для виконання корисної роботи.

#### **4.8. Вентилятори**

**Вентилятор** призначений для переміщення повітря або іншого газу, тобто своєрідний повітряний насос, який створює порівняно невеликий напір; при значно вищих значеннях тиску вже застосовують компресори. Основне призначення вентилятора полягає не у великому стисканні газу, а саме у забезпеченні його переміщення, циркуляції, подачі або відсмоктування в певному об'ємі. Саме тому вентилятори дуже широко використовуються у вентиляційних системах житлових, виробничих і транспортних об'єктів, у системах кондиціонування повітря, повітряного опалення, охолодження двигунів внутрішнього згорання, електродвигунів, генераторів, електронних компонентів, теплообмінників, холодильних установок, сушильних камер, духових шаф, систем димовидалення, а також у різноманітному технологічному обладнанні.

За конструкцією вентилятори поділяються на **осьові, відцентрові, діаметральні та безлопатеві**. Такий поділ пов'язаний із напрямом руху повітря, формою робочого колеса і принципом взаємодії лопаток з потоком. За типом привода вентилятори можуть мати власний електродвигун або приводитися в рух від іншого механізму. У техніці широко застосовуються вентилятори з прямим приводом, коли робоче колесо розташоване безпосередньо на валу двигуна, а також вентилятори з ремінним приводом, з мультиплікатором, гідромуфтою або вискомуфтою. Вибір типу привода визначається конструкцією машини, необхідною частотою обертання, режимом роботи та умовами регулювання. За типом переміщуваного середовища вентилятори поділяються на звичайні, вибухозахищені, корозійностійкі та термостійкі. За конструктивним виконанням розрізняють вбудовані, накладні та окремо встановлені вентилятори. Окрему групу становлять каналні та дахові вентилятори, які використовують у вентиляційних мережах будівель.

**Осьовий вентилятор** – це вентилятор, у якому повітря переміщується

вздовж осі робочого колеса. Така конструкція є найпростішою і найбільш поширеною, оскільки напрям усмоктуваного і нагнітаного потоку практично збігається, а виготовлення робочого колеса є відносно простим. Осьові вентилятори широко застосовують у побутових вентиляторах, системах вентиляції приміщень, для обдування радіаторів двигунів, у тепловентиляторах, системах охолодження комп'ютерної техніки, фенах, вентиляторах димовидалення та багатьох інших пристроях. Основною перевагою осьового вентилятора є простота, компактність і значна подача повітря при невеликому аеродинамічному опорі системи.

**Відцентровий, або радіальний, вентилятор** (рис. 4.19) має робоче колесо з лопатками, яке обертається в спіральному корпусі. Повітря засмоктується у центральну частину робочого колеса, захоплюється лопатками, набуває обертального руху і під дією відцентрових сил відкидається до периферії, після чого спрямовується у вихідний патрубок. У такому вентиляторі напрям руху повітря змінюється приблизно на  $90^\circ$ , що є його характерною ознакою. Відцентрові вентилятори відзначаються міцністю, надійністю, порівняно тихою роботою та здатністю працювати в широкому діапазоні умов. Їх широко використовують у стаціонарних вентиляційних установках, у фенах, сушарках, пилососах, системах охолодження двигунів і потужної електронної апаратури. Залежно від тиску, який вони створюють, відцентрові вентилятори поділяють на вентилятори низького, середнього та високого тиску. Лопатки робочого колеса можуть бути загнуті вперед або назад. Лопатки, загнуті назад, забезпечують кращу економічність, а загнуті вперед дозволяють зменшити габарити вентилятора і знизити частоту обертання.

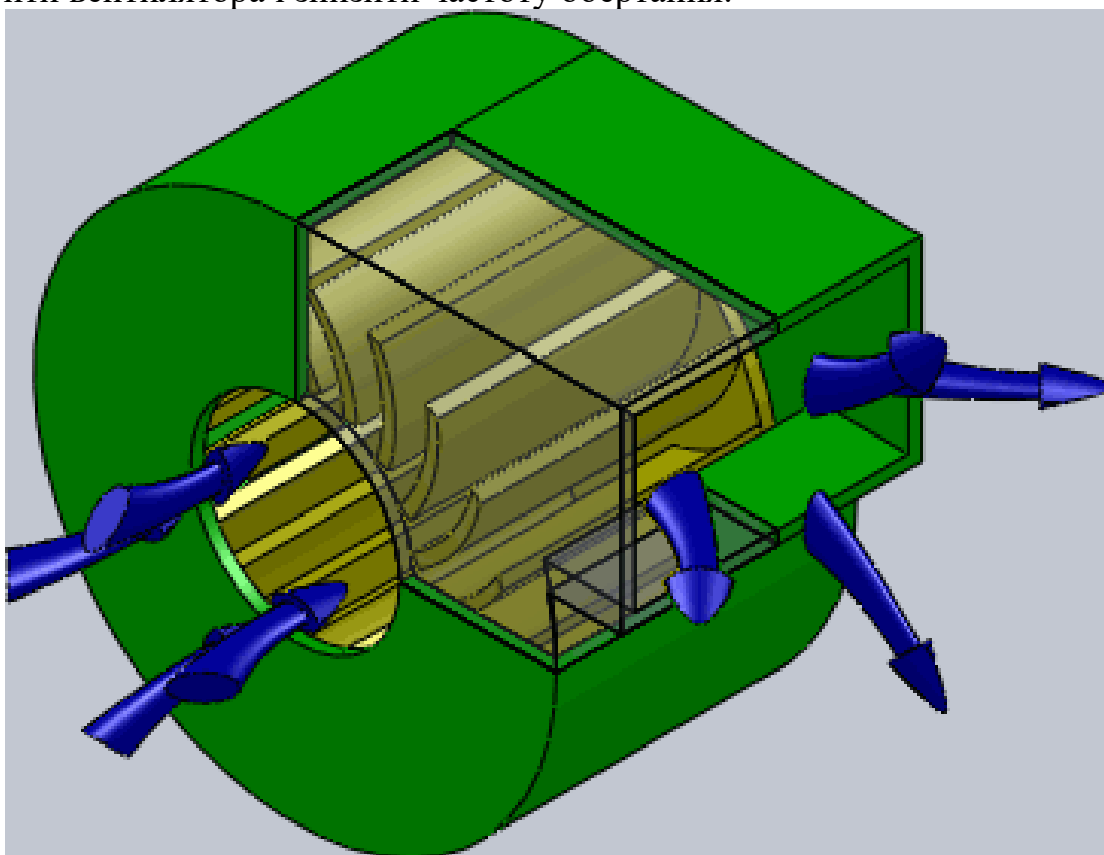


Рисунок 4.19 – Відцентровий вентилятор

Діаметральний, або тангенціальний, вентилятор має подовжене робоче колесо типу «біляче колесо», а повітря надходить до нього вздовж усієї довжини ротора. Завдяки особливій формі корпусу і характеру руху потоку такий вентилятор забезпечує рівномірний повітряний струмінь по всій своїй ширині і відзначається малошумною роботою. Саме тому тангенціальні вентилятори широко застосовують у кондиціонерах, повітряних завісах, фанкойлах та інших пристроях, де необхідний значний об'єм повітря при невеликому напорі.

Так званий безлопатевий вентилятор працює за ежекторним принципом. У його основі все одно є звичайний нагнітач, захований у корпусі, але зовні потік формується без відкритого обертового робочого колеса. Повітря з великою швидкістю проходить через вузькі щілини в рамці, захоплює навколишні шари повітря і формує сумарний потік, що за витратою значно перевищує первинний потік нагнітача. Перевагою такої схеми є відсутність відкритих обертових деталей та більш рівномірний вихідний струмінь, хоча недовіком може бути підвищена шумність через велику швидкість первинного потоку.

Окреме значення має класифікація вентиляторів за приводом. У промислових і побутових установках найчастіше застосовують електропривод, але в транспортних та мобільних машинах вентилятор може приводитися безпосередньо від двигуна, через ремінну передачу, муфту або інший механізм. Наприклад, вентилятори охолодження радіаторів двигунів внутрішнього згоряння нерідко мають привід через вискомуфту, що дозволяє змінювати швидкість їх обертання залежно від температурного режиму.

Таким чином, вентилятори є важливими елементами систем вентиляції, охолодження, сушіння, димовидалення та транспортування газових середовищ. Їхня основна функція полягає у переміщенні значних об'ємів повітря або газу при порівняно невеликих значеннях тиску. Найпоширенішими є осьові та відцентрові вентилятори, тоді як діаметральні та безлопатеві використовуються у спеціалізованих системах, де потрібні особливі характеристики повітряного потоку.

## ТЕМА 5. ГІДРАВЛІЧНІ ТА ПНЕВМАТИЧНІ АПАРАТИ

Гідравлічні та пневматичні апарати є пристроями, що використовуються для управління потоком рідини або газу. З їх допомогою можна управляти напрямком протікання рідини, тиском, об'ємною витратою, а тим самим і швидкістю потоку або ж регулювати ці параметри.

### 5.1. Розподільники

З їх допомогою управляють потоком рідини та напрямком руху і позиціонуванням робочих елементів гідро- та пневмосистеми. Розподільники можуть приводитися в дію вручну або механічними, електричними, пневматичними або гідравлічними приводами. Апарати цього типу перетворюють і підсилюють сигнали (електричні, пневматичні або ручні) і є пристроями з'єднання між енергетичної та керуючої частинами гідросистеми.

Для умовного позначення входів і виходів (штуцерів) на розподільниках користуються буквами Р, Т, А, В і L (рис. 5.1). Умовні позначення завжди відносяться до нейтрального положення розподільника. У тих випадках, коли розподільник такого положення не має, позначення відносяться до положення, яке розподільник займає в початковому стані гідросистеми. Нейтральним є таке положення розподільника, яке він займає автоматично після припинення дії керуючої сили.

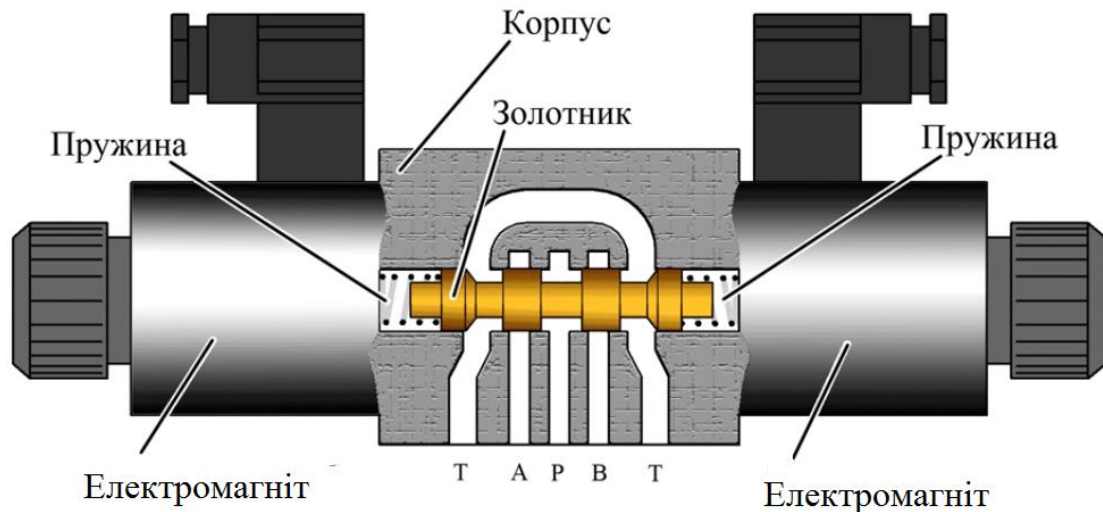


Рисунок 5.1 – Розподільник з електромагнітним керуванням

Розподільники зображують на схемах декількома квадратами, розташованими впритул один до одного (рис. 5.2). Число квадратів вказує на кількість можливих положень розподільника. Стрілки в квадратах вказують напрямком протікання робочої рідини. Лінії показують, яким чином пов'язані між собою канали розподільника в різних його положеннях.

У назві розподільників вказують спочатку кількість приєднуються ліній, а потім кількість положень, які вони можуть приймати. Розподільники мають як мінімум два положення і не менше двох приєднувальних штуцерів. У цьому

випадку позначення розподільника 2/2 (читається: «розподільник два на два»). Інші можливі розподільники і їх умовні позначення представлені на рис. 5.3.

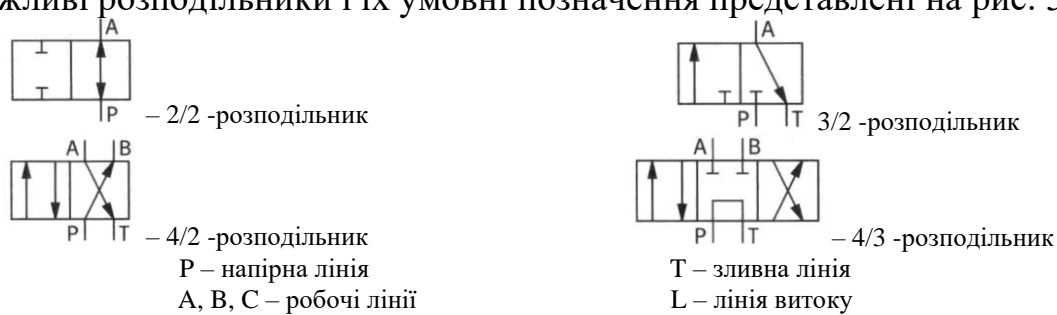


Рисунок 5.2 –Позначення розподільників

Нормально закритий 2/2 - розподільник	
Нормально відкритий 2/2 - розподільник	
Нормально закритий 3/2 - розподільник	
Нормально відкритий 3/2 - розподільник	
4/2- розподільник	
5/2- розподільник	
3/3- розподільник	
4/3- розподільник	
5/3- розподільник	

Рисунок 5.3 –Інші позначення розподільників

Положення золотника розподільника можна змінювати за допомогою різних керуючих впливів (рис. 5.4-5.8). Умовне зображення доповнюється символом для позначення способу такого впливу. Для деяких з представлених способів керуючого впливу, таких як ручна кнопка, педаль, штовхач, а також роликівий штовхач, обов'язково передбачена пружина, призначена для повернення розподільника в початкове положення. У розподільника з рукояткою і фіксатором повернення в початкове положення може здійснюватися, наприклад, повторним натисканням на рукоятку.

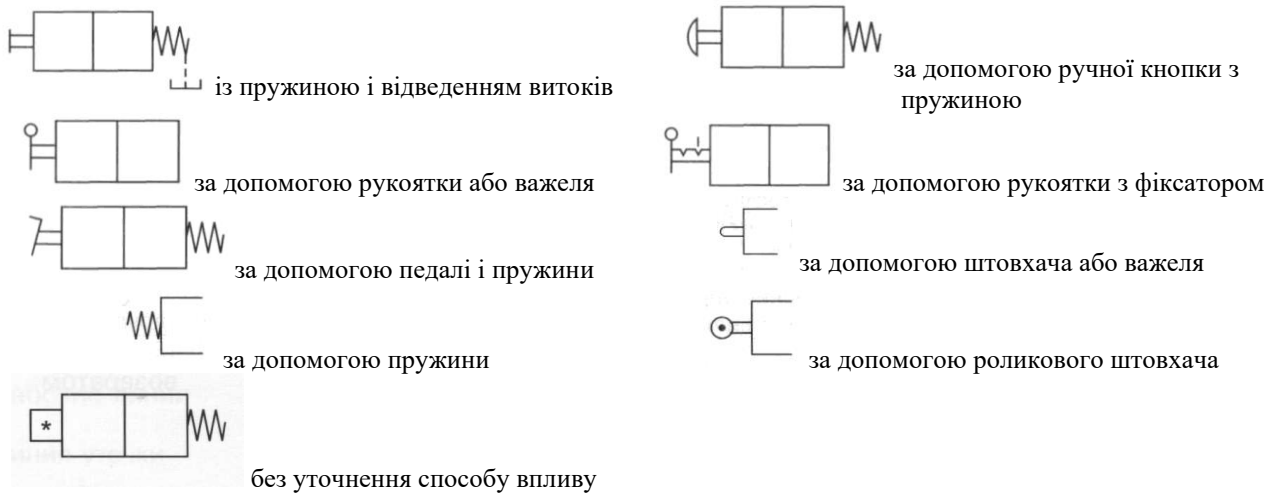


Рисунок 5.4 – Позначення керуючих впливів

Без уточнення типу	
Кнопка	
Важіль	
Педаль	
Поворотне руків'я	

Рисунок 5.5 – Позначення ручного управління розподільником

Штовхач (кулачок)	
Ролик	
Ролик з важелем, що «ламається»	
Пружина	
Фіксатор	

Рисунок 5.6 – Позначення механічного управління розподільником

Пряме навантаженням	
Пряме розвантаження	
Непряме навантаженням	
За рахунок різниці площ	

Рисунок 5.7 – Позначення пневматичного управління розподільником

Електромагніт з однією обмоткою	
Електромагніт з двома зустрічними обмотками	
Електромагніт з пропорційним управлінням	
Кроковий електродвигун	

Рисунок 5.8 – Позначення електричного управління розподільником

Електромагнітне і непряме пневматичне	
Електромагнітне або непряме пневматичне	
Непряме пневматичне з ручним дублюванням	
Електромагніт і пружина	

Рисунок 5.9 – Позначення комбінованого управління розподільником

## 5.2. Клапани

**Клапани тиску** служать для управління величиною тиску у всій гідросистемі або в якій-небудь її частині. Принцип дії клапана тиску ґрунтується на тому, що ефективний тиск з гідросистеми впливає на відповідну поверхню в клапані. Зусилля, що виникає внаслідок цього, врівноважується пружиною, яка діє в протилежному напрямку.

Клапани тиску (рис 5.10) зображують на схемах квадратом. Стрілка в квадраті вказує напрямок протікання робочої рідини. Лінії, що приєднуються до клапанів, можуть позначатися буквами Р (підведення тиску) і Т (приєднання до баку) або буквами А і В. Положення стрілки в квадраті вказує, якому стану - відкритого чи закритого відповідає нейтральне положення клапана.

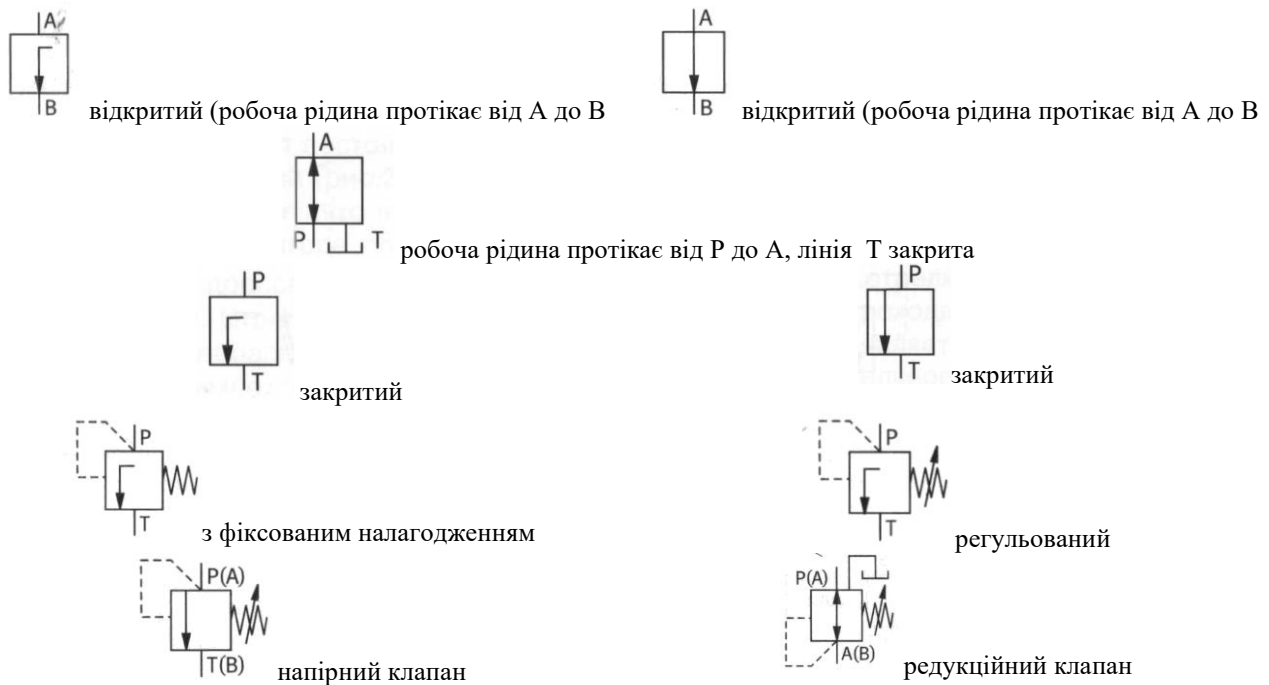


Рисунок 5.10 – Позначення клапанів тиску

Розрізняють жорстко налаштовані і регульовані клапани тиску. Останні позначають косою рисою, що проходить через зображення пружини.

**Напірний клапан тиску** в нейтральному положенні закритий і реагує на величину керуючого тиску на вході. Це тиск через керуючу лінію, що відходить від входу, впливає в клапані на поверхню поршня, який утримується зусиллям пружини, що протидіє тиску. Якщо сила, яка є результатом впливу тиску на поверхню поршня, перевищує зусилля пружини, клапан відкривається. Таким чином, клапан може бути налаштований на певне фіксоване значення тиску.

**Редукційний клапан** в нейтральному положенні відкритий і реагує на величину керуючого тиску на виході. Це тиск через керуючу лінію впливає в клапані на поверхню поршня і створює силу, якій протидіє зусилля пружини. Якщо створюване тиском на виході зусилля стає більше зусилля пружини, клапан починає закриватися. Процес закриття викликає падіння тиску на ділянці від входу до виходу клапана (ефект дроселювання). При досягненні тиском на виході деякою певної величини клапан закривається повністю. На вході цього клапана встановлюється максимальний тиск, що відповідає підтримуваному в гідросистемі, а на виході - знижений. Отже, редуктор тиску може бути налаштований тільки на тиск, менший того, на який може бути налаштований напірний клапан.

Серед **запаірних клапанів** розрізняють звичайні **зворотні** і **керовані зворотні клапани (гідрозамки)**. Звичайні зворотні клапани пропускають потік робочої рідини тільки в одному напрямку, тоді як для потоку в протилежному напрямку вони замкнені. Гідрозамки за сигналом відкриття можуть відпиратися і пропускати потік робочої рідини також і в напрямку замикання.

Зворотні гідроклапани (рис. 5.11) символічно зображують у вигляді кульки, яка щільно притиснутий до сідла. Сідло малюється в формі відкритого трикутника, в якому знаходиться кулька. Вершина цього трикутника вказує напрямком, в якому клапан замкнений для потоку рідини. Гідрозамки

зображують у вигляді квадрата, в якому вміщено символ для умовного позначення зворотного клапана. На можливість управління таким клапаном вказує підведення керуючого трубопроводу, зображуваного на схемі пунктирною лінією. Штуцер для приєднання керуючої лінії позначають буквою Х.

Апарати, запірно-регулюючим елементом яких є кран, умовно позначають на схемах двома трикутниками, направленими один до одного вершинами. У цих гідроапаратів будь-яке з проміжних положень прохідного перерізу можна отримувати за допомогою відповідної рукоятки. Такі запірні крани можуть бути використані в якості дроселів.

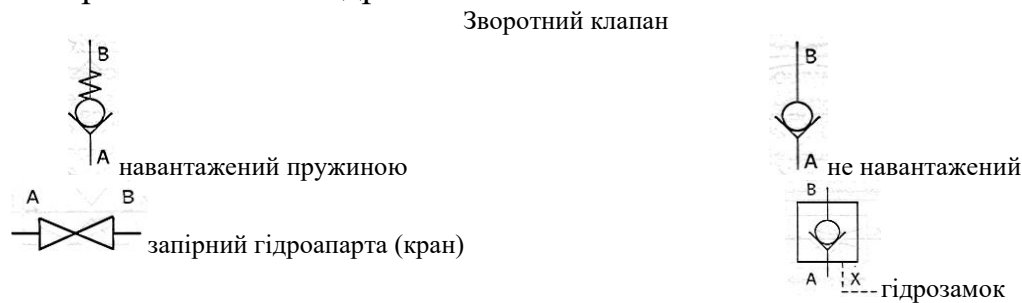


Рисунок 5.11 – Позначення запірних клапанів

Складові частини одностороннього гідрозамка (рис. 5.12): 1 - куляка (є запірно-регулюючим елементом); 2 - пружина; 3 - керуючий елемент;

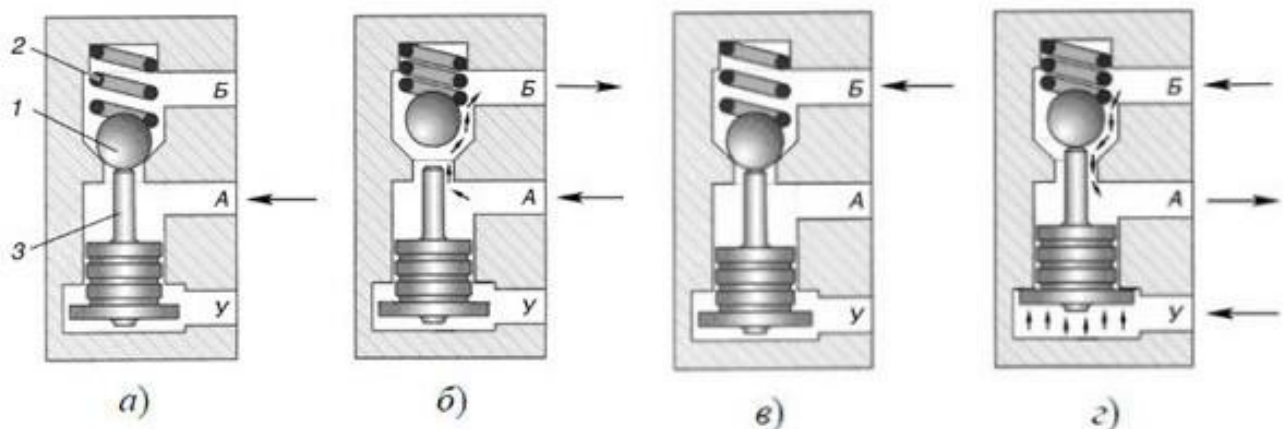


Рисунок 5.12 – Односторонній гідрозамок

Принцип роботи:

1 Подається тиск в відсік позначений буквою А. Керуючий вплив відсутній.

2 Рідина вільно проходить з А в порожнину Б.

3 Якщо спробувати подати тиск на відсік Б, не подаючи на «У», то куляка 1 під впливом пружини 2. не пропустить рідину в порожнину А.

4 Подавши тиск в У, створимо управляючий вплив, в результаті якого куляка 1 зрушиться і почне пропускати рідину з порожнини Б в А.

Рідина за наявності управляючого впливу може протікати в двох напрямках.

### 5.3. Апарати управління витратою

Апарати управління витратою призначені для зміни, обмеження, стабілізації або розподілу потоку робочого середовища. Їх основне призначення – керування швидкістю руху виконавчих механізмів. У гідроприводі витрата робочої рідини визначає швидкість переміщення гідроциліндра або частоту обертання гідромотора, а в пневмоприводі витрата стисненого повітря визначає швидкість руху пневмоциліндра і характер його роботи. До апаратів управління витратою належать дроселі, регулятори витрати, а також дільники і суматори потоку. **Дроселі** – це гідравлічні та пневматичні пристрої, що змінюють кількість рідини або газу, які підводяться до гідро- чи пневмодвигуна. **Дільники й суматори потоку** потрібні для розподілу одного потоку на два і більше або, навпаки, для злиття кількох потоків в один.

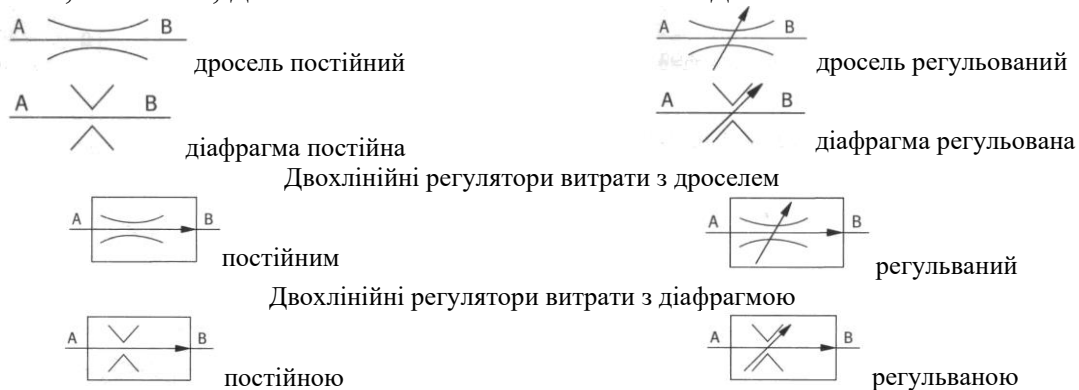


Рисунок 5.13 – Позначення апаратів управління витратою

Найпростішим апаратом управління витратою є дросель. Принцип його дії полягає в тому, що потік проходить через звужений переріз, у якому створюється місцевий опір. Чим менший прохідний переріз, тим більші втрати тиску на дроселі й тим менша витрата через нього. Таким способом можна змінювати швидкість виконавчого механізму. Дроселі бувають нерегульовані і регульовані. Нерегульований дросель має постійний прохідний переріз, а регульований дозволяє змінювати площу проходу. У гідросистемах розрізняють дроселі, чутливі до зміни в'язкості, і дроселі, стійкі до її зміни; останні називають діафрагмами. За характером течії розрізняють ламінарні дроселі та турбулентні дроселі, виконані у вигляді дросельної шайби. Поточкові клапани поділяються на регульовані і нерегульовані: у нерегульованих витрата при зростанні тиску збільшується, а у регульованих витрата від тиску практично не залежить.

Суттєвим недоліком простого дроселя є те, що при зміні навантаження на гідродвигун або пневмодвигун змінюється перепад тиску на дроселі, а разом з ним — і витрата. Унаслідок цього швидкість вихідної ланки стає несталою. Щоб усунути цей недолік, застосовують регулятори витрати. **Регулятор витрати** – це апарат, у якому дросель поєднаний із клапаном постійної різниці тисків. Якщо тиск до або після дроселя змінюється, клапан автоматично змінює свій прохідний переріз так, щоб перепад тиску на дроселі залишався приблизно сталим, а отже, витрата також залишалася майже сталою. Саме тому регулятори витрати використовують тоді, коли потрібно підтримувати сталу швидкість руху виконавчого механізму при змінному навантаженні. До складу

регуляторів витрати, крім дроселів, входять клапани, що забезпечують постійний перепад тиску на дроселі.

У гідросистемах апарати управління витратою часто працюють разом із клапанами тиску. Це потрібно для того, щоб не просто обмежити потік, а саме регулювати його стабільно. Крім того, для синхронного руху кількох гідродвигунів застосовують дільники потоку і суматори потоку. Дільник розподіляє один вхідний потік на кілька вихідних, намагаючись підтримувати в них однакові витрати, а суматор виконує зворотну функцію — зливає кілька потоків в один. Це особливо важливо в машинах, де кілька гідроциліндрів повинні переміщатися одночасно і з однаковою швидкістю.

У пневмосистемах апарати управління витратою мають ту саму загальну функцію, але працюють зі стисливим середовищем, тому впливають не лише на швидкість, а й на плавність і динаміку руху. Найчастіше тут застосовують пневматичні дроселі, дроселі зі зворотним клапаном і регулятори витрати. Дросель зі зворотним клапаном забезпечує вільний прохід повітря в одному напрямку і дроселювання – в іншому. Завдяки цьому можна окремо регулювати швидкість прямого і зворотного ходу пневмоциліндра. У багатьох випадках більш ефективним є дроселювання на виході з циліндра, оскільки воно забезпечує спокійніший і стійкіший рух. Для автоматичних систем застосовують пневматичні регулятори витрати, у яких зміна витрати по магістралі перетворюється на зміну тискового сигналу, а цей сигнал через сопло, заслінку, сильфон і зворотний зв'язок автоматично змінює вихідний тиск або прохідний переріз регулятора.

#### 5.4. Пристрої, що здійснюють підготовку робочого середовища

Пристрої підготовки робочого середовища призначені для того, щоб забезпечити потрібний стан робочої рідини або стисненого повітря перед їх подачею до апаратів керування і виконавчих механізмів. У гідросистемах така підготовка потрібна тому, що внаслідок зношування деталей, нагрівання, старіння масла та впливу навколишнього середовища в робочій рідині безперервно з'являються механічні домішки, вода, гази й продукти окиснення (рис. 5.13). У пневмосистемах робоче середовище також потребує підготовки, бо стиснене повітря містить пил, конденсат, краплини масла, а також може мати несталий тиск і температуру. Кондиціонери робочої рідини або газу – це гідравлічні та пневматичні пристрої, що підтримують необхідні властивості робочого середовища; прикладами таких пристроїв є фільтри й охолоджувачі.



Рисунок 5.13 – Позначення деяких пристроїв, що здійснюють підготовку робочого середовища

У гідросистемах основними пристроями підготовки є фільтри, гідробак, охолоджувачі, підігрівачі, сапуни та пристрої видалення повітря. Фільтри очищують робочу рідину від забруднень і продуктів зношування. Гідробак не лише зберігає запас масла, а й виконує функції відстоювання, часткового охолодження і дегазації: у ньому зменшується швидкість руху рідини, тому механічні частинки осідають, бульбашки газу піднімаються вгору, а надлишкове тепло відводиться через стінки бака. Якщо температура рідини знижується нижче допустимої, використовують підігрівачі, а якщо підвищується — охолоджувачі. Для підтримання атмосферного тиску в баку застосовують сапуни або фільтри для проходу повітря. Вони не допускають потрапляння пилу в бак і одночасно забезпечують проходження повітря всередину або назовні при зміні рівня рідини.

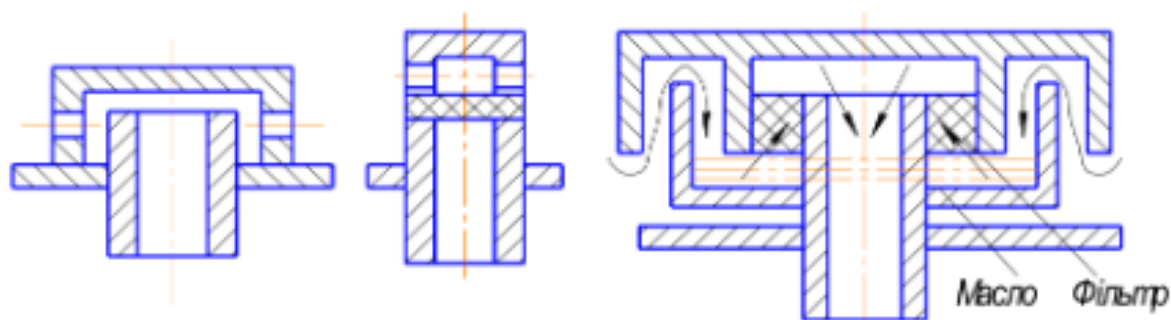


Рисунок 5.14 – Фільтри для проходу повітря (сапуни): а — дренажний отвір; б — сапун з фільтром; в — сапун з рідинним пиловловлювачем.

У пневмосистемах підготовка робочого середовища включає очищення повітря, видалення вологи, осушення, стабілізацію тиску і, за потреби, змащування. Для цього після компресора і ресивера встановлюють повітряні фільтри, вологовідділювачі, осушувачі, редуктори тиску і мастилорозпилювачі. Повітряний фільтр затримує пил і тверді частинки, вологовідділювач вилучає краплини конденсату, осушувач зменшує вміст водяної пари, редуктор підтримує сталий тиск перед споживачем, а мастилорозпилювач вводить у потік дрібнодисперсне мастило для зменшення зношування пневмоапаратури. Отже, в гідросистемах підготовка робочого середовища спрямована передусім на очищення, дегазацію і термостабілізацію рідини, а в пневмосистемах – на очищення, осушення, стабілізацію тиску та змащування стисненого повітря.

## ТЕМА 6. ГІДРАВЛІЧНІ ТА ПНЕВМАТИЧНІ ПРИВОДИ

### 6.1. Гідравлічний об'ємний привод

Об'ємним гідроприводом називають сукупність пристроїв, в число яких входить один або декілька об'ємних гідродвигунів, призначених для приведення в рух механізмів і машин з допомогою робочої рідини під тиском.

Основним устаткуванням гідроприводу є його об'ємний гідродвигун, вихідна ланка якого безпосередньо або через механічну передачу з'єднана з робочим органом механізму або машиною (навантаженням).

Окрім об'ємного гідродвигуна до складу гідроприводу можуть входити наступні пристрої: насоси з приводними двигунами, гідроапарати, кондиціонери робочої рідини, гідроємкості та гідролінії.

Кожен із пристроїв, що входить в гідропривід, виконує певні функції.

На рис. 6.1 показана функціональна схема гідроприводу.

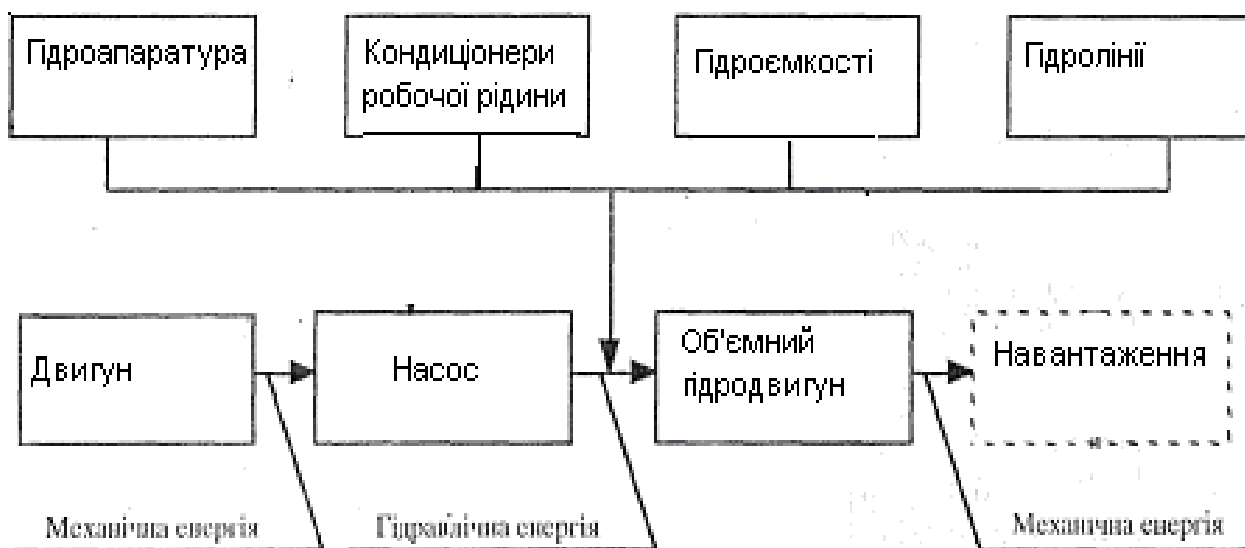


Рисунок 6.1 – Функціональна схема об'ємного гідроприводу

Об'ємні гідроприводи у відповідності поділяють за наступними ознаками:

**за видом руху вихідної ланки гідродвигуна:**

обертального, поступального і поворотного руху;

**за джерелом енергії потоку рідини:**

насосні, акумуляторні, магістральні;

**за видом циркуляції робочої рідини:**

з розімкнутою і замкнутою циркуляцією;

**за можливістю регулювання:**

регулюючі і нерегулюючі.

**Регулюючі гідроприводи** додатково розділяють:

**за конструкцією регулюючого пристрою:**

з дросельним, об'ємним (машинним) і об'ємно–дросельним регулюванням;

**за способом автоматизації регулювання:**

з автоматичним і ручним регулюванням;

**за задачами регулювання:**

стабілізуючі, програмні і слідкуючі.

Найбільшого поширення набули насосні гідроприводи (рис. 6.2,а) в яких робоча рідина від насоса *H* надходить в гідродвигун, в даному випадку в гідромотор *M*. В насосних гідроприводах можуть бути використані об'ємні динамічні насоси.

В акумуляторних гідроприводах (рис. 6.2,б) робоча рідина від пневмогідроакумулятора *AK* поступає в гідродвигун, в даному випадку в гідроциліндр *Ц*. Пневмогідроакумулятор *AK* попередньо заряджений від зовнішнього джерела, котре не входить до складу гідроприводу.

В магістральних гідроприводах (рис. 6.2, в) робоча рідина поступає в гідродвигун, в даному випадку поворотний гідродвигун *ПД* по напірній магістралі *1*, а відводиться по зливній магістралі *2*. Під гідромагістраллю розуміють трубопровід, по якому робоча рідина подається від окремої насосної станції, котра обслуговує декілька гідроприводів. Гідромагістралі до складу магістральних гідроприводів не входять.

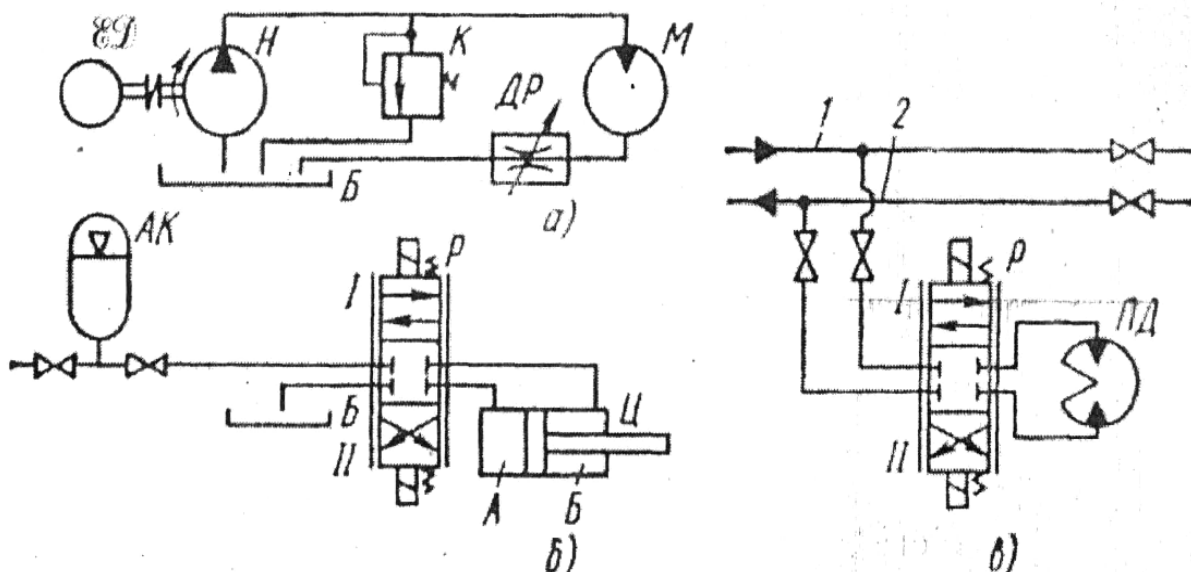


Рисунок 6.2 – Принципові схеми об'ємних гідроприводів: а – насосного; б – акумуляторного; в – магістрального

В гідроприводах з розімкнутою циркуляцією робоча рідина від гідродвигуна, в даному випадку від гідромотора *M* (рис. 6.2, б) поступає в гідробак *Б*. Перевага таких гідроприводів – добрі умови для природного охолодження робочої рідини в гідробаці і можливість роботи декількох гідродвигунів від одного насоса.

До недоліків відносяться великі габарити і маса приводу через наявність гідробаку великих розмірів, можливість виникнення кавітації робочої рідини самовсмоктуючого насоса, а також недостатній захист робочої рідини від попадання в неї забруднюючих частинок із зовнішнього середовища.

У гідроприводах з замкнутою циркуляцією робоча рідина від гідродвигуна поступає безпосередньо на вхід насоса. Переваги таких гідроприводів – можливість використання реверсивних насосів, наявність простих систем підпору робочої рідини, добрі умови захисту робочої рідини від попадання в неї забруднюючих частинок із зовнішнього середовища.

Основні недоліки – швидке нагрівання робочої рідини в замкнутій системі і необхідність використання індивідуального насоса для кожного гідродвигуна.

Регулюючим гідроприводом – називають гідропривід, в якому швидкість руху вихідної ланки гідродвигуна може змінюватись по певному закону.

В гідроприводах з **дросельним регулюванням** швидкості руху вихідних ланок гідродвигунів змінюються з допомогою регулюючих гідроапаратів, а в гідроприводах з **об'ємним регулюванням** – з допомогою регулюючих гідромашин.

В гідроприводі з **автоматичним регулюванням** швидкість руху вихідної ланки гідродвигуна регулюється спеціальним пристроєм керування, а в гідроприводі з ручним регулюванням – вручну.

В **стабілізуючому гідроприводі** швидкість руху вихідної ланки; гідродвигуна підтримується постійною, в **програмному гідроприводі** – змінюється по заданій програмі, а в **слідкуючому гідроприводі** – змінюється по певному закону в залежності від заданого впливу, величина якого раніше невідома.

Під **об'ємною гідропередачею** розуміють частину насосного гідроприводу без приводного гідродвигуна. Класифікація об'ємних гідропередач аналогічна класифікації гідроприводів. На рис. 6.3, *а* показана принципова схема об'ємної гідропередачі обертального руху з замкнутою циркуляцією і об'ємним регулюванням, а на рис. 6.3, *б* – схема об'ємної гідропередачі поступального руху з розімкнутою циркуляцією і дросельним регулюванням.

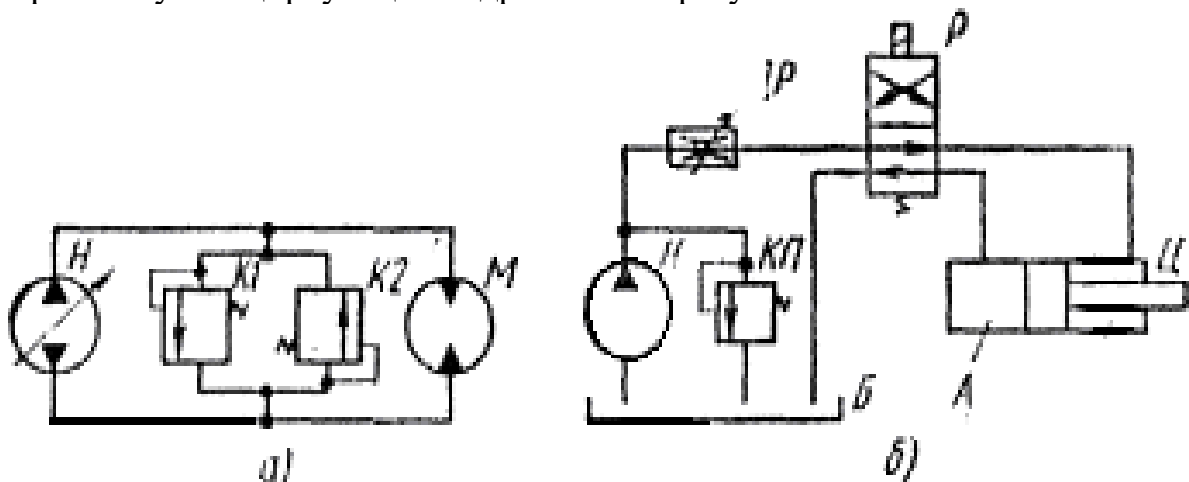


Рисунок 6.3 – Принципові схеми об'ємних гідропередач: а – з замкнутою циркуляцією; б – з розімкнутою циркуляцією

Об'ємні гідропередачі додатково розділяють на гідропередачі роздільного і нероздільного виконання.

Найбільшого поширення набули гідропередачі роздільного виконання, котрі монтуються із окремих самостійних гідравлічних устаткувань (насосів, гідромоторів і т. д.).

Гідропередачі нероздільного виконання складаються з гідравлічних пристроїв, конструктивно оформлених в одне ціле, наприклад, насос, гідромотор і гідроапаратура розміщені в одному корпусі.

Розглянемо принципову схему гідравлічного приводу для здійснення зворотно-поступального руху робочого органа (рис. 6.4).

Привод складається із гідронасоса 1, котрий забезпечує безперервну подачу робочої рідини в систему, напірного (запобіжного) гідроклапана 2, який визначає робочий тиск в системі і охороняє систему від перевантажень, гідроочисника 3, пневморегулятора 4, гідророзподільника 5, гідроциліндра 6 (поршень 7 і шток якого зв'язані з робочим органом 8), гідроклапана 9, котрий створює напір на лінії зливу і цим самим забезпечує плавність переміщення робочого органа.

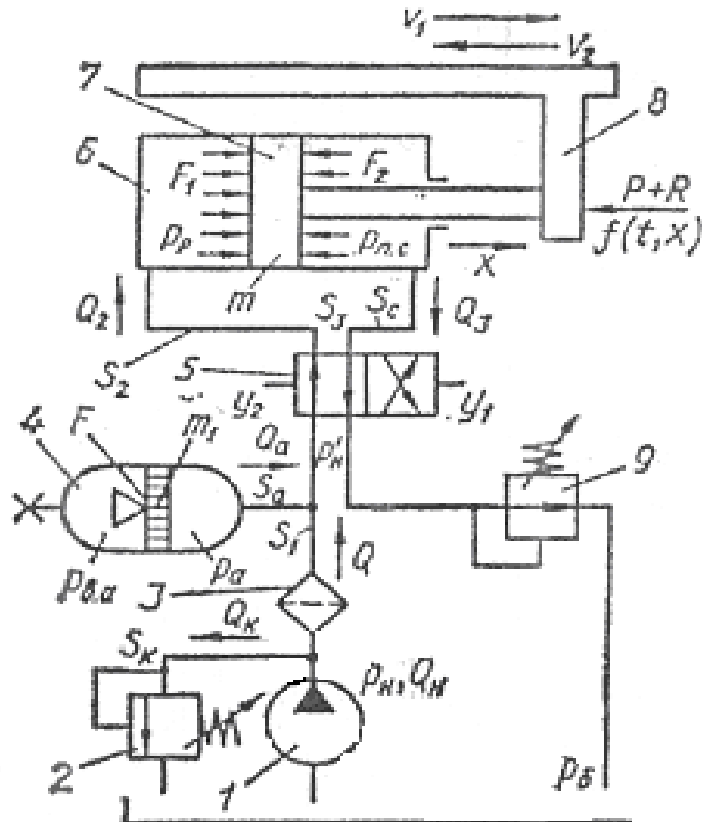


Рисунок 6.4 – Принципова схема гідроприводу поступального руху

Робоча рідина від насоса 1, котрий приводиться в рух електродвигуном (на схемі не показаний) під тиском, настроєним гідроклапаном 2, через гідроочисник 3 і гідророзподільник 5 поступає в ліву(поршневу) порожнину гідроциліндра.

Під дією тиску масла в цій порожнині поршень 7 переміщується вправо і зв'язаний з цим штоком робочий орган 8 також рухається вправо із швидкістю  $v_1$ .

При цьому робоча рідина із правої (штокової) порожнини гідроциліндра через гідророзподільник 5 і гідроклапан 9 витісняється в бак.

В кінці ходу робочого органа на гідророзподільник 5 подається керуючий сигнал  $u_1$ , який переключає золотник.

Тоді робоча рідина поступає під тиском від насоса 1 через гідроочисник 3 і гідророзподільник 5 в праву (штокову) порожнину гідроциліндра, а ліва (поршнева) порожнина через гідророзподільник 5 і гідроклапан 9 з'єднується з баком.

Робочий орган реверсується, поршень із штоком і робочим органом переміщується вліво із швидкістю  $v_2$ .

В кінці ходу робочого органа вліво на гідророзподільник 5 подається керуючий сигнал  $y_2$ , золотник знову з'єднує поршневу порожнину гідроциліндра з нагнітальною, а штокову – із зливною гідролініями системи і робочий орган знову починає переміщуватися вправо із швидкістю  $V_1$  і т. д.

Пневмогідроакумулятор 4 акумулює робочу рідину під тиском в моменти, коли подача рідини насосом  $Q_n$  перевищує її потреби для забезпечення заданої швидкості робочих органів і віддає цю рідину в систему, коли витрати рідини, що споживаються робочими циліндрами, перевищують подачу насоса.

Показана схема є найбільш загальною.

Вона широко використовується в реальних системах керування робочими органами технологічних машин.

Швидкість робочого органа машини (супорта, стола верстата, руки маніпулятора), котрий приводиться в рух гідравлічним приводом, визначається швидкістю поршня гідравлічного циліндра, зв'язаного з цим робочим органом, яка залежить від подачі рідини в робочу порожнину циліндра і ефективної площі циліндра.

Якщо знехтувати втратами в самому циліндрі, швидкість переміщення поршня:

$$v = \frac{Q}{F},$$

де  $Q$  – подача рідини в робочу порожнину циліндра;  $F$  – ефективна площа поршня циліндра.

Оскільки ефективна площа поршня для конкретної конструкції величина постійна (в процесі роботи гідроприводу змінюватися не може), то регулювати швидкість руху робочого органа можна тільки зміною подачі рідини в робочу порожнину гідроциліндра за одиницю часу.

В практиці машинобудування відомі декілька способів регулювання швидкості: **машинний (об'ємний) дросельний, ступінчатий., комбінований і диференційно – дросельний.**

Всі способи, крім ступінчатого, дозволяють плавно, змінювати швидкість робочих органів в широких межах.

Вибирають той чи інший спосіб в залежності від конкретних роботи гідроприводу.

Найбільш поширені в машинобудуванні: машинний дросельний способи регулювання швидкості.

Гідропривід, в якому регулювання швидкості руху вихідної ланки гідродвигуна виконується регулюючим гідроапаратом, називається; гідроприводом з дросельним регулюванням.

В гідроприводах з дросельним регулюванням використовують регулюючі дроселі, регулятори потоку, дроселюючі розподільники і гідропідсилювачі потужності.

В гідроприводах з дросельним регулюванням застосовують переважно не-регулюючі насоси.

За схемою роботи не регулюючих насосів гідроприводи з дросельним регулюванням можна поділити на дві групи:

- гідроприводи з постійним тиском (або з послідовним включенням і дроселя в систему послідовно з гідродвигуном);
- гідроприводи з перемінним тиском (або з паралельним включенням регулюючого дроселя в систему паралельно з гідродвигуном).

Для гідроприводів з постійним тиском характерна наявність переливного клапана, який підтримує в напірній лінії постійний тиск шляхом безперервного зливу рідини.

В гідроприводі з перемінним тиском в напірній лінії тиск змінюється залежності від навантаження гідродвигуна.

Вибір схеми гідроприводу з дросельним регулюванням залежить від багатьох факторів. Основні з них:

- вид навантаження гідродвигуна;
- точність і швидкодія відробки команди;
- ККД гідроприводу;
- надійність гідравлічних устаткувань і всього приводу;
- фактори економічної ефективності.

Гідроприводи з дросельним регулюванням є гідроприводами з розімкнутою циркуляцією.

Вони можуть бути поступального, поворотного і обертального рухів.

Найбільшого поширення набули гідроприводи поступального руху.

Суть дросельного керування в тому, що кількість рідини, яка поступає в робочу порожнину гідроциліндра за одиницю часу або витікає з нього, регулюється спеціальним пристроєм — гідродроселями чи регуляторами витрат, включених в систему.

На відміну від систем машинного (об'ємного) регулювання, подача рідини в систему насосом  $Q_n$  завжди більша подачі  $Q$ , необхідної для отримання заданої швидкості руху, тобто:

$$Q_n > vF,$$

де  $v$  – задана швидкість руху робочого органа;  $F$  – ефективна площа поршня.

В системах встановлюють нерегулюючі насоси з постійною подачею, а надлишкова рідина, яка подається в систему насосом, відводиться в бак, не виконавши ніякої корисної роботи.

Послідовне включення регулюючого дроселя можна виконати за двома схемами:

- з дроселем „на вході” в гідродвигун (рис. 6.5, а);
- з дроселем „на виході” із гідродвигуна (рис. 6.5, б).

В схемі регулювання з дроселем "на вході" дросель 3, який змінює кількість виступаючої до гідроциліндра 5 рідини, встановлений на напірній гідролінії між насосом 1 і розподільником 4.

Чим більше відкритий дросель (чим більший його прохідний переріз), тим більше при тому ж перепаді тисків поступає рідини в робочу порожнину циліндра 5 і тим вища швидкість переміщення робочого органа 6.

Таким чином, регулюючи прохідний переріз дроселя, можна безступінчато змінювати швидкість переміщення робочого органа.

Надлишок рідини, який нагнітається насосом 1 з постійною подачею, відводиться в бак через постійно відкритий переливний клапан 2.

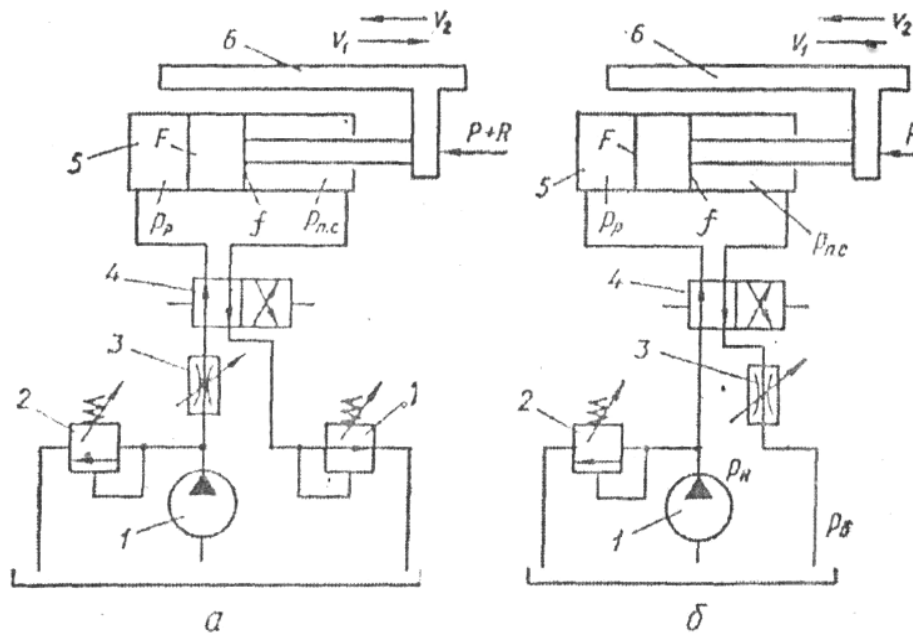


Рисунок 6.5 – Принципові схеми гідроприводів з дросельним керуванням при включенні дроселя послідовно з гідро двигуном: а – з дроселем «на вході» в гідродвигун; б – з дроселем «на виході» з гідродвигуна

Під час роботи насоса переливний гідроклапан 2 виконує і функції запобігання, так як максимальні тиски в системі визначаються його настройкою.

На зливній гідролінії в цій системі встановлений підпирний клапан 7, котрий стабілізує сили тертя, створює підпір в неробочій порожнині циліндра:  $p_{п.с.} = 0,2..0,3$  МПа і необхідну плавність руху.

Проаналізуємо роботу схеми і вияснимо, чи забезпечується рівномірна швидкість переміщення робочого органа при постійній настройці дроселя і перемінних навантаженнях.

При сталому рухові гідродвигуна баланс сил, діючих на поршень силового циліндра, спрощено можна записати:

$$p_p F = p_{п.с.} f + P + R,$$

де  $p_p, p_{п.с.}$  – тиск в робочій порожнині циліндра і в порожнині зливу;  
 $F$  і  $f$  – ефективні площі поршня із сторони поршневої і штокової порожнин;  
 $P$  і  $R$  – корисне навантаження і сили тертя.

Звідси

$$P_p = \frac{1}{F(p_{п.с.} f + P + R)}.$$

Якщо навантаження на робочий орган не постійне ( $P \neq \text{const}$ ), то і тиск в робочій порожнині гідроциліндр  $P_p \neq \text{const}$ .

Відповідно, і перепад тисків в нагнітальній магістралі:  $\Delta_p = p_n - p_p \neq \text{const}$ , а значить, і подача рідини в робочу порожнину:  $Q = f(\Delta_p) \neq \text{const}$ .

Оскільки швидкість переміщення робочого органа визначається подачею рідини  $Q$ , то і:  $v=f(Q) \neq \text{const}$ .

Таким чином, при постійній настройці дроселя і перемінному на робочий орган навантаженні ця система постійності його швидкості не забезпечує.

Із залежності (1) слідує, що зі збільшенням навантаження збільшується тиск в робочій порожнині циліндра  $P_p$ , а значить зменшується перепад тисків у нагнітальній гідролінії, і відповідно швидкість переміщення робочого органа.

У схемі регулювання з дроселем „на виході” дросель 3 встановлений на зливній гідролінії й регулює кількість рідини, що витісняється із штокової порожнини циліндра 5 в бак при переміщенні поршня рідиною, що надходить від насоса 1 через розподільник 4 в робочу порожнину циліндра.

Як і в попередній схемі, надлишок рідини тут скидається в бак через переливний клапан 2, а максимальний тиск в системі забезпечується його настройкою.

Ця система також не забезпечує сталої швидкості переміщення робочого органа 6 при сталій настройці дроселя і перемінному навантаженні, в чому легко переконатись, проаналізувавши роботу системи.

Залежність зміни швидкості переміщення робочого органа від зміни навантаження гідродвигуна з послідовним включенням дроселя в систему (навантажувальну характеристику) можна вивести із рівняння:  $V = \frac{Q}{F}$  – нехтуючи всіма гідравлічними опорами і враховуючи, що витрати рідини через дросель визначаються рівнянням:

$$Q = \mu S_{др} \sqrt{\Delta_p \frac{2}{\rho}}$$

де  $S_{др}$  – прохідний переріз дроселя.

В цьому випадку переміщення робочого органа:

$$V = \frac{\mu S_{др}}{F \sqrt{(P_n - P_p) \frac{2}{\rho}}}$$

З врахуванням залежності (1):

$$V = \frac{\mu S_{др}}{F \frac{2}{\rho} \left[ P_n - \frac{1}{F(P_{н.с.} f + P + R)} \right]}$$

Навантажувальні характеристики (рис. 6.6) гідроприводу при послідовному включенні дроселя зображуються спадаючою параболою, кожна з яких відповідає певному значенню відносного відкриття дроселя. Із двох розглянутих схем дросельного керування перевага віддається схемі з дроселем на виході, оскільки це включення забезпечує більш плавну і стійку роботу гідродвигуна, особливо при знакоперемінному навантаженні, а також кращі умови відводу тепла, котре виділяється внаслідок дроселювання потоку рідини.

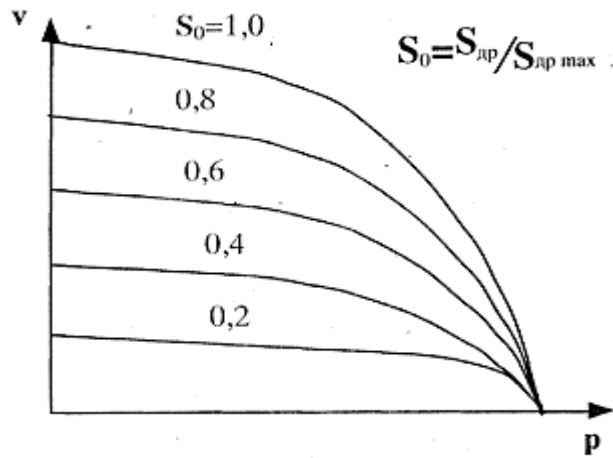


Рисунок 6.6 – Навантажувальні характеристики гідроприводу при послідовному включенні дроселя

Нагріта при дроселюванні рідина відводиться безпосередньо в бак і гідродвигун працює в більш благоприємних умовах.

При такому способі регулювання (рис. 6.7) рідина, яка подається насосом 1 в гідросистему, розділяється на два потоки: через розподільник 4 до двигуна 5 і через дросель 3 в бак .

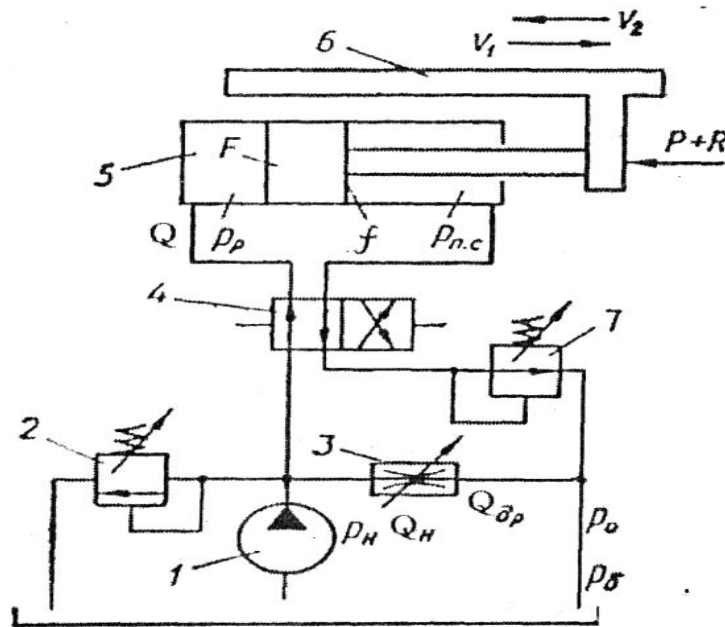


Рисунок 6.7 – Принципова схема гідроприводу з дросельним керуванням при включенні дроселя паралельно з гідродвигуном

Швидкість переміщення поршня гідродвигуна, як і в розглянутих схемах, настроюється дроселем 3. Якщо він закритий, то весь потік від насоса направляється до гідродвигуна і швидкість поршня максимальна.

По мірі відкриття дроселя частина рідини від насоса направляється в бак і швидкість переміщення поршня відповідно зменшується.

При повністю відкритому дроселі (якщо опір дроселя і частини зливної магістралі після нього менші, ніж опір, створований циліндро-поршневою групою і підпірним клапаном 7), вся рідина від насоса відводиться в бак і поршень зупиниться.

Клапан 2 в цій схемі є запобіжним і включається в роботу тільки в моменти перевантаження. В інший час клапан 2 закритий. Клапан 7 є підпірним на зливній гідролінії.

Як і в попередніх схемах, перепад тисків залежить від навантаження, а відповідно, з її зміною при постійній настройці дроселя швидкість переміщення робочого органа змінюється.

Рівняння навантажувальної характеристики гідроприводу при паралельному включенні дроселя можна отримати, також виходячи з рівняння:  $V = \frac{Q}{F}$  і враховуючи, що при цьому способі регулювання подача рідини в робочу порожнину циліндра:

$$Q = Q_n - Q_{др},$$

де  $Q_n$  – подача рідини насосом в систему;

$Q_{др}$  – витрати рідини, які відводяться через дросель в бак.

Прийнявши ті ж допущення, що і в попередньому випадку, тобто що втрат тиску на ділянці системи, за виключенням дроселя, нема і відповідно

$$\Delta_{др} = P_p - P_6 = P_p, \text{ (оскільки } P_6=0\text{)}$$

отримаємо вираз для витрат рідини через дросель з врахуванням рівняння (1):

$$Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{\Delta p_{др} \frac{2}{\rho}} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{1}{F(P_{н.с.} f + P + R)}}.$$

Тоді рівняння навантажувальної характеристики запишеться у вигляді:

$$V = \frac{Q_n - Q_{др}}{F} = \frac{1}{F} [Q_n - \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{1}{F(P_{н.с.} f + P + R)}}].$$

Навантажувальні характеристики гідроприводу, побудовані по цьому рівнянню при різній степені відносного відкриття дроселя  $S_0$  (рис. 6.8).

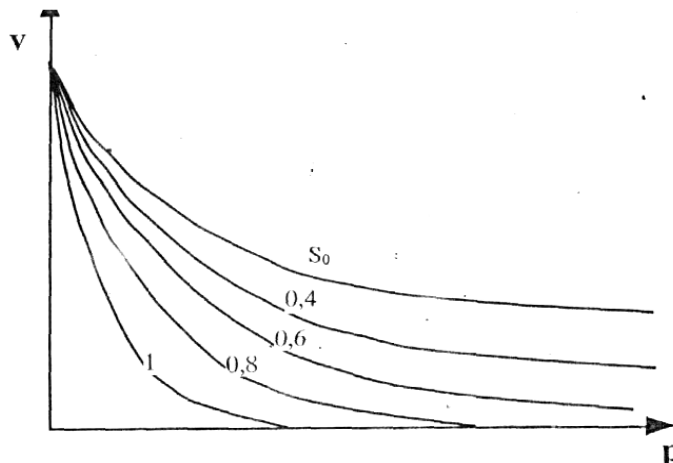


Рисунок 6.8 Навантажувальні характеристики гідроприводу при паралельному включенні дроселя

Аналіз навантажувальних характеристик систем дросельного регулювання з послідовним і паралельним включенням дроселів показує, що незалежно від місця і способу включення дроселя ці системи не забезпечують сталої швидкості переміщення поршня із зміною навантаження при незмінній настройці дроселя.

Це викликано залежністю перепаду тисків на дроселі від навантаження.

Щоб позбавитись цього впливу і забезпечити стабільну швидкість робочого органа зі зміною навантаження, в системах дросельного регулювання встановлюють **регулятори витрат**, які підтримують перепад на дроселі постійним незалежно від зміни навантаження на робочий орган.

Регулятори потоку складаються із регулюючого дроселя і клапанів, які забезпечують постійність перепаду тисків на дроселі при зміні навантаження.

Регулятори потоку встановлюють в тих самих місцях, що і звичайні регулюючі дроселі.

На рис. 3.11 показана принципова схема гідроприводу з регулятором потоку, встановленому на вході в гідроциліндр.

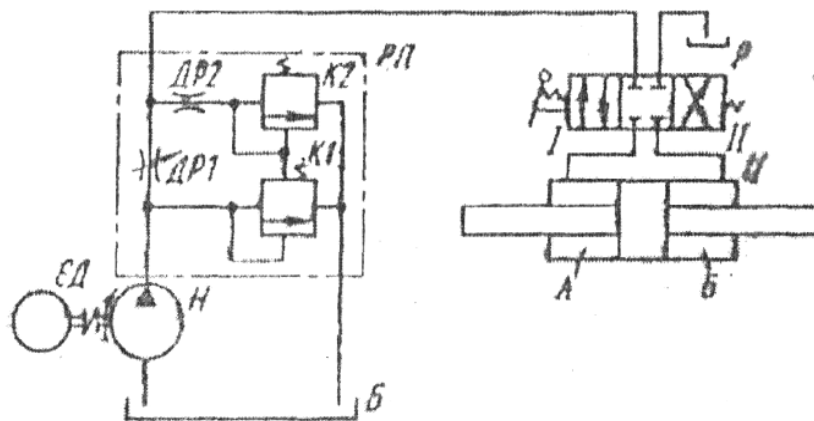


Рисунок 6.9 – Принципова схема гідроприводу з дросельним регулюванням і регулятором потоку

В регулятор потоку входить регулюючий дросель *ДР1*, з допомогою якого регулюють швидкості руху штока і циліндра і два клапани.

Клапан перепаду тисків *К1* підключений паралельно до напірної лінії і призначений для автоматичної підтримки постійного перепаду тисків на дроселі *ДР1*.

Лінія перебування клапана *К1* з'єднана через постійний дросель, *ДР2* з лінією за дроселем *ДР1*.

Запобіжний клапан *К2* береже гідропривід від тиску, більшого за встановлений.

При підвищенні навантаження *Р* на штоці циліндра одночасно підвищується тиск *Рр*.

При цьому робочий прохідний переріз клапана *К1* автоматично зменшується, в результаті чого тиск *Рн* відповідно підвищується. Таким чином, перепад тисків на дроселі відновлюється.

Аналогічно при зниженні тиску *Рр* знижується тиск *Рн*.

Гідроприводом з об'ємним регулюванням називають регулюючий гідропривід, в якому регулювання швидкості руху вихідної ланки гідродвигуна здійснюється регулюючим насосом чи регулюючим гідромотором чи обома регулюючими гідромашинами.

В гідравлічній системі машинного керування швидкістю (рис. 6.10) від регулюючого насоса 1 робоча рідина через гідророзподільник 3 подається в робочу порожнину циліндра 4, зв'язаного з робочим органом 5.

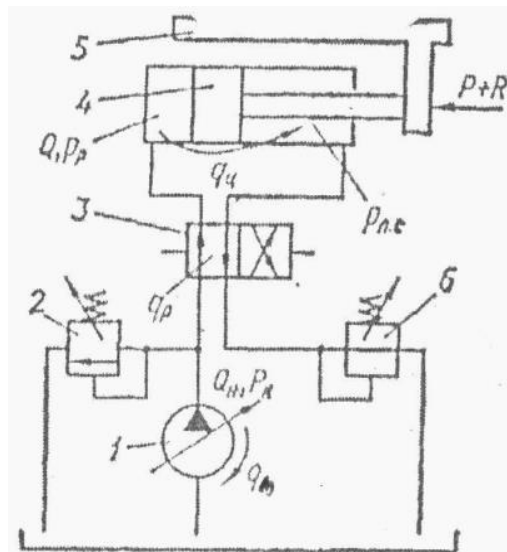


Рисунок 6.10 – Принципова схема гідроприводу з машинним управлінням

Від перевантаження систему захищає запобіжний гідроклапан 2, а підпір тиску здійснює підпірний гідроклапан 6.

В залежності від типу регулюючого насоса, встановленого в системі, швидкість робочого органа (подача насоса) регулюється зміною: або ексцентриситету насоса, або кута нахилу шайби.

Варто відмітити, що подача рідини в робочу порожнину циліндра визначається не тільки настройкою регулюючого насоса, але і витіканнями в самому насосі, гідроциліндрі і гідроапаратурі, а також перепадом тисків в напірній гідролінії.

Перепад тисків в напірній гідролінії є функцією сил опору руху і швидкості переміщення робочого органа.

Витрати в системі при закритому запобіжному клапані визначаються як сума витікань в насосі  $q_n$ , в гідророзподільнику  $q_p$  і в гідроциліндрі  $q_c$ :

$$q_y = q_n + q_p + q_c;$$

а подача рідини в робочу порожнину циліндра, визначаючи Швидкість 4 переміщення поршня :

$$Q = Q_T - q_y,$$

де  $Q_T$  – теоретична подача насоса.

Варто відмітити, що витікання у практично не залежать від робочого тиску в системі  $P_p$ , який не є величиною постійною і визначається силами опору руху.

Цими ж силами визначається і перепад тисків в напірній гідролінії:

$$\Delta_p = P_p - P_i,$$

від величини якого залежить подача рідини в робочу порожнину циліндра.

Звідси витікає, що коливання навантаження на робочому органі приводять до значних коливань швидкості його переміщення.

Особливо істотно це проявляється на малих швидкостях руху, коли витікання сумарні з подачею рідини від насоса в напірну гідролінію системи.

Регулювати частоту обертання гідромотора в гідроприводах з об'ємним регулюванням можна трьома способами:

– змінюючи робочий об'єм насоса;

- змінюючи робочий об'єм гідромотора;
- змінюючи робочі об'єми насоса і гідромотора.

Перший спосіб застосовують в гідроприводах поступального, поворотного і обертального рухів, другий і третій — тільки в гідроприводах обертального руху.

Теоретичну (розрахункову) частоту обертання вала гідромотора в представлених гідроприводах (рис. 6.11) визначають із умов рівності подачі насоса і витрат рідини гідромотора:

$$Q_H = Q_M;$$

$$V_{OH} \Pi_H = V_{OM} \Pi_M,$$

де  $Q_H$  і  $Q_M$  – подача насоса і витрати рідини гідромотора,  $m^3/c$ ;

$V_{OH}, V_{OM}$  – робочі об'єми насоса і гідромотора,  $m^3$ ;  $\Pi_H$  і  $\Pi_M$  – частоти обертання насоса і гідромотора,  $c^{-1}$ .

$$\Pi_m = \frac{Q_i}{V_{jv}} = \frac{\dot{V}_i V_{ii}}{V_{om}}$$

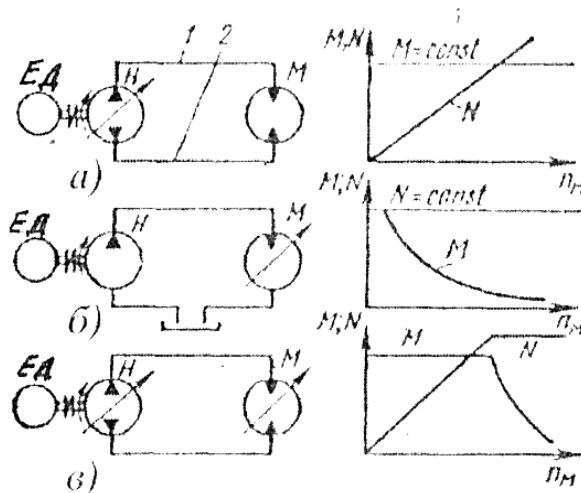


Рисунок 6.11 – Принципові схеми гідроприводів обертального руху з об'ємним регулюванням та їх характеристики

Гідропривід з регулюючим насосом і нерегулюючим гідромотором є найбільш поширеним видом гідроприводу з об'ємним регулюванням (рис. 3.13, а).

Принцип роботи гідроприводу заключається в наступному. При включенні приводного електродвигуна ЕД насос Н нагнітає робочу рідину по напірній лінії 1 в гідромотор М, вал якого під дією крутильного моменту обертається в певному напрямку.

Із гідромотора робоча рідина по зливній лінії 2 знову поступає в насос.

Тиск в гідросистемі  $P_H$  залежить від навантаження гідромотора:

$$P_H = \Delta_{pm} + \Delta_{ptr} = 2\pi \frac{M_M}{V_{om}} + \Delta_{ptr},$$

де  $M_M$  – крутильний момент гідромотора,  $m^3$ ;

$V_{om}$  – робочий об'єм гідромотора,  $m^3$ ;

$\Delta_{ptr}$  – втрати тиску в гідромагістралях,  $Pa$ .

Частоту обертання гідромотора регулюють, змінюючи робочий об'єм насоса, а напрямок обертання вала гідромотора змінюють, завдячуючи реверсуванню потоку робочої рідини.

При цьому спочатку подачу насоса зменшують до нуля, а потім збільшують, але в протилежному напрямку.

В результаті функції гідролінії міняються: лінія 2 стає напірною, а лінія 1 – зливною.

На рис. 6.11, а справа показані характеристики такого приводу із врахуванням слідуєчих умов:

$$\mathbf{P_n=const; V_{om}=const; \Delta_p=const.}$$

Основні параметри гідроприводу визначають за формулами:

$$\mathbf{P_m = P_n \frac{V_{on}}{V_{om}} ;}$$

$$\mathbf{N_n = N_m = Q_n \Delta_p \neq const.}$$

Значить, частота обертання гідромотора і його потужність змінюються в даному гідроприводі прямо пропорційно робочому об'єму насоса, а крутильний момент гідромотора (без врахування втрат) є постійним.

Гідропривід з регулюючим гідромотором і нерегулюючим насосом (рис. 6.11, б) застосовують значно рідше в зрівнянні з гідроприводами, які мають регулюючі насоси. На рис. 13,б справа показані характеристики такого гідроприводу.

Основні параметри такого гідроприводу визначають за формулами:

$$\mathbf{P_m = P_n \frac{V_{on}}{V_{om}} ;}$$

$$\mathbf{N_n = Q_n \Delta_p = const ;}$$

$$\mathbf{M_m = \frac{1}{2\pi} V_{om} \Delta_p \neq const .}$$

Частота обертання гідромотора змінюється в такому гідроприводі обернено–пропорційно робочому об'єму гідромотора. Наприклад, щоб збільшити частоту обертання гідромотора, необхідно зменшити його робочий об'єм (при цьому зменшиться його крутильний момент).

Теоретична потужність приводу (без врахування втрат) в такому гідроприводі є постійною.

До недоліків гідроприводу з регулюючими гідромоторами відносять складність керування гідромоторами в випадку їх значного віддалення від операторів і обмеження мінімального робочого об'єму гідромотора, при якому момент, що розвивається гідромотором стає рівним або меншим від моменту внутрішнього тертя (самогальмування).

**Гідропривід з регулюючим насосом і гідромотором** (рис. 6.11, в). Для нього характерний великий діапазон регулювання частоти обертання і моменту, що розвивається гідромотором.

Забезпечення такої характеристики, як показано на рисунку  $\mathbf{M = f(P_m)}$  дає можливість використати цей гідропривід в транспортних засобах, де необхідно

здійснювати рушення машини з моментом  $M_{\max}$  при дуже малій швидкості  $\Pi_m \approx 0$

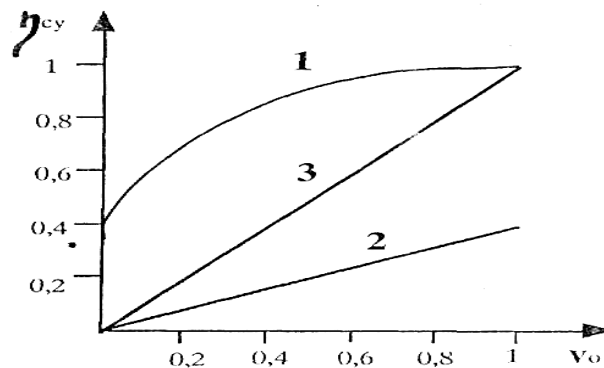
По мірі розгону момент повинен знижуватися, частота обертання збільшуватись.

Це досягається зменшенням (регулюванням) робочого об'єму гідромотора.

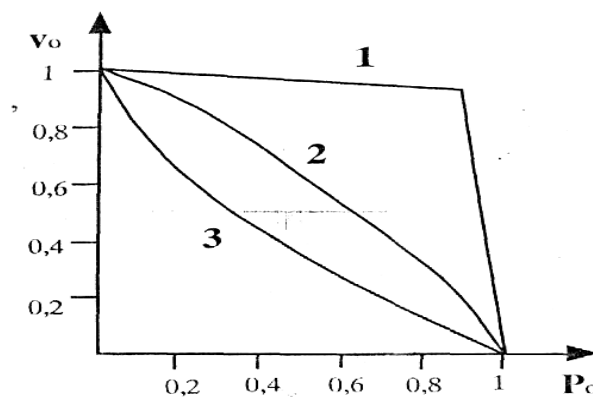
Застосування регулюючого насоса здійснює діапазон регулювання приводу, але через складності двійного регулювання такий привід не знайшов широкого використання.

Доцільно провести за трьома критеріями:

- 1) ККД системи керування (рис. 6.12, а);
- 2) навантажувальних характеристиках гідроприводів (рис. 6.12, б);
- 3) вартості апаратури і гідромашин, що використовуються.



а) ККД системи керування;



б) Навантажувальних характеристик гідроприводу;

Рисунок 6.12 – Зрівняння різноманітних способів регулювання швидкості гідроприводів

Аналіз і зрівняння ККД с.у. від відносної швидкості поршня  $V_0 = V/V_{\max}$  для різних способів регулювання:

- машинного (крива 1);
- дросельного з послідовним (крива 2);
- дросельного з паралельним (крива 3).

Включення дроселя показує, що найбільш високим ККД володіють гідроприводи машинного керування.

Максимальний ККД системи керування, котрий наближується до одиниці буде при швидкості  $V = V_{\max} (V_0 = 1)$ .

Високий ККД при машинному керуванні пояснюється тим, що потужність, котра споживається насосом і тиск в порожнині нагнітання встановлюються пропорційними корисному навантаженню і зі зміною навантаження в процесі роботи автоматично змінюються (самовстановлюються).

По цій же причині ККД гідроприводу дросельного керування з паралельним підключенням дроселя (крива 3) вищий ККД гідроприводу з послідовним його підключенням (крива 2) рис. 3.14, б. Навантажувальних характеристик гідроприводу;

Варто відмітити, що залежності, приведені на рисунку, виражають тільки ККД власне системи керування без врахування ККД насоса і гідродвигуна. Зрівняння навантажувальних характеристик показує, що найбільшою стабільністю вихідної ланки штока гідроциліндра, вала гідродвигуна при змінному навантаженні володіють гідросистеми з машинним керуванням швидкості гідродвигуна (крива 1).

Значно меншою стабільністю володіють гідроприводи дросельного керування з послідовним включенням дроселя в систему (крива 2) і паралельним його включенням (крива 3).

Таким чином, з рівняння гідроприводів з різними способами регулювання швидкості по двох найважливіших критеріях: ККД і навантажувальних характеристиках, показує, що безсумнівними перевагами володіє гідропривід з машинним керуванням.

Однак системи машинного керування найбільш дорогі, через високу вартість регулюючих гідронасосів і гідромоторів порівняно з вартістю нерегулюючих гідромашин.

Тому, вибираючи той чи інший спосіб регулювання, підрахувати економічну ефективність системи.

Для систем більшої потужності з протяжними режимами роботи, коли вагомі енергетичні показники, доцільно використовувати гідроприводи з машинним керуванням.

В цьому випадку, не дивлячись на більш високу вартість самої системи, отримують значну економію експлуатаційних витрат.

Для систем малої потужності, також коли режим роботи гідроприводів тимчасовий, економічно вигідні гідроприводи з дросельним керуванням, в яких використовуються дешеві (наприклад, шестеренні) нерегулюючі насоси.

## **6.2. Гідравлічний слідкуючий привод**

Гідравлічні слідкуючі приводи широко застосовують в машинобудуванні, як ефективний засіб автоматизації виробничих процесів.

В верстатобудуванні гідравлічні слідкуючі приводи використовують в копіювальних устаткуваннях різних металорізальних верстатів, працюючих від копіра чи інших задатчиків, для виконання точних ділильних і установочних операцій; складають основу більшості систем циклового і числового програмного керування.

Гідравлічні слідкуючі приводи все ширше застосовуються для автоматизації заготівельно-штамповочного і кузне-пресового обладнання.

Призначення слідкуючого приводу – переміщувати навантажений робочий орган по заданому закону із заданою швидкістю, забезпечуючи при цьому потрібне підсилення вихідної потужності.

За своєю структурою гідравлічні слідкуючі приводи відносяться до систем автоматичного керування, в яких потрібні характеристики можуть забезпечуватись при допомозі розімкнутого чи замкнутого ланцюга керування.

Недоліком автоматичних систем розімкнутого керування є неможливість отримати чітку відповідність між входом і виходом через обов'язкової присутності збурюючих дій.

Потрібної характеристики керування, тобто строгої відповідності між входом і виходом, можна досягнути при допомозі замкнутого ланцюга керування (компенсаційна схема), в якому результат автоматично зрівнюється (зворотній зв'язок) з сигналом керування (програмою), а отримана непогодженість викликає дію, автоматично компенсуючи цю непогодженість.

В гідравлічній слідкуючій системі (рис. 6.13) чутливий елемент ЧЕ через щуп отримує інформацію, наприклад, від копіра, про величину  $X$  необхідного переміщення і передає цю інформацію в датчик непогодженості ДН.

Сюди ж по ланцюгу зворотного зв'язку поступає виміряна будь-яким пристроєм вихідна величина (переміщення робочого органа).

В датчику непогодженості зрівнюється вхідна  $X$  і вихідна  $y$  величини, в результаті чого виділяється сигнал помилки (непогодженості):  $\delta = X - y$ , поступаючий на вхід гідропідсилювача.

Із сказаного очевидно, що гідродвигун (слідкуюча система) працює тільки тоді, коли є сигнал непогодженості.

Значить, в розглянутому слідкуючому гідроприводі завжди існує помилка.

Значення її залежить від багатьох факторів, які є завжди в працюючому приводі, і які викликають відмінність профілю обробленої поверхні від контуру копіра.

Конструктивно гідравлічний слідкуючий привід складається із трьох основних вузлів: вводу інформації, гідропідсилювача і виконавчого механізму.

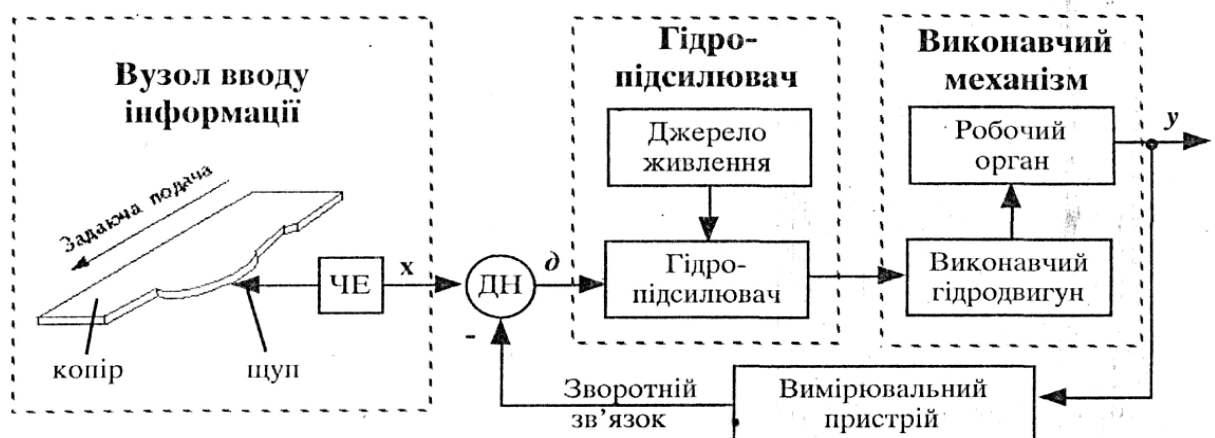


Рисунок 6.13 – Функціональна схема гідравлічного слідкуючого приводу

Вузол вводу інформації має задаючий пристрій, який виробляє і (при допомозі щупа і чутливого елемента) передає на вхід гідро підсилювача

керівний сигнал.

Для більшості гідравлічних слідкуючих приводів керівний сигнал поступає в гідродвигун не безпосередньо, а через підсилювач, котрий має, джерело потужності.

В гідропідсилювачі, котрий є гідравлічним пристроєм керування потужність вихідного сигналу підсилюється за рахунок енергії зовнішнього джерела, живлення.

Конструктивно гідропідсилювач може бути виконаний у вигляді окремого елемента, чи представляє собою одне ціле з датчиком непогодженості й гідродвигуном.

Виконавчий механізм містить гідродвигун обертального (гідромотор) чи поступального (гідроциліндр) рухів і з'єднаний з ним робочий орган. Гідравлічні слідкуючі приводи, які використовуються в машинобудуванні, відрізняються за принципом дії; структурі та конструкціях слідкуючих систем і їх елементів; за характеристиками роботи; кількості слідкуючих переміщень; способу регулювання швидкості слідкування; кількості каскадів підсилення і т.д.

**Гідропідсилювач** – один із основних елементів гідравлічного слідкуючого приводу; забезпечує потрібне підсилення вихідної потужності за рахунок використання енергії рідини, що подається.

Гідропідсилювач являє собою розподільний пристрій, з навантаженням у вигляді основного гідродвигуна, або наприклад, золотника другого каскаду підсилення.

Значить, найпростіші слідкуючі гідравлічні приводи, які мають розподільник і гідродвигун, можуть розглядатися як гідропідсилювачі зі зворотнім зв'язком.

Оскільки в гідропідсилювачеві капали вводу сигналів керування і потужності розділені, то можна отримати практично необмежене підсилення потужності при зовсім малих потужностях вхідного сигналу ( $\approx 0,5 - 1$ Вт).

Сигнал керування викликає зміщення в розподільнику чутливого вхідного елемента, який управляє значенням і напрямком потоку рідини гідродвигуна.

В залежності від типу розподільника відрізняють гідропідсилювачі:

- з золотниковим розподільником;
- типу сопло–заслінка;
- з струминною трубкою;
- з голчатим дроселем.

Основним елементом цих золотникових гідропідсилювачів є золотниковий розподільник, (рис. 6.14, а; б; в)

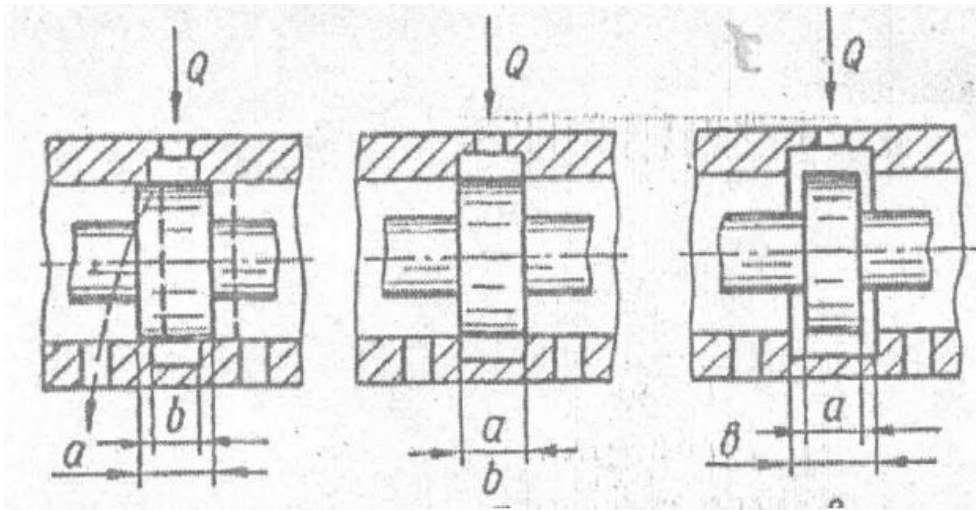


Рисунок 6.14 - Схеми перекриттів золотникових розподільників:  $a$  – позитивного;  $b$  – нульового;  $c$  – від’ємного

Керується він переміщенням у втулці в осьовому напрямку плунжера (золотника) з необхідною кількістю кільцевих виточок.

Основна перевага золотникових розподільників є в тому, що вони максимально зрівноважені від статичних сил тиску рідини і при відповідному конструктивному виконанні мають відносно малі сили тертя.

Регулюючий елемент золотникового розподільника – це дросельна щілина, створена кромками поясків золотника і виточок в корпусі.

В машинобудуванні використовують розподільники з позитивним (а), нульовим (б) і від’ємним (в) перекриттям. При позитивному перекритті поясок золотника перекриває проточку з кожної сторони на величину

$$c = \frac{b - a}{2}$$

при від’ємному – на величину:

Варіант з нульовим перекриттям ( $a=b$ ) є теоретичним, так як реальні розподільники через допуски мають або позитивне, або від’ємне перекриття.

Фіксовану зупинку робочого органа може забезпечити тільки розподільник з позитивним перекриттям, оскільки при від’ємному перекритті зупинити золотник строго в нейтральному положенні, при якому забезпечується рівність тисків в порожнинах гідродвигуна ( $P_1=P_2$ ) без додаткових устаткувань неможливо.

Зона нечутливості, в межах якої зміна керуючого сигналу не викликає реакції (руху) навантаженого гідродвигуна (виходу) – важлива характеристика гідравлічного слідкуючого приводу.

Зона нечутливості для розподільників з позитивним перекриттям залежить

$$c = \frac{a - b}{2}$$

перш за все від перекриття проточок і тому значно більша, ніж при від’ємному перекритті.

Крім того, розподільники з позитивним перекриттям володіють більш жорсткою регулювальною характеристикою, оскільки відкриття дроселюючої щілини відбувається вже при збільшеній швидкості переміщення золотника; а розподільники з від’ємним перекриттям – більш м’якою регулювальною

характеристикою, так як відкриття починається практично з нульової швидкості переміщення золотника.

Ця обставина приводить до більш широкого використання розподільників і з від'ємним перекриттям в автоматичних (слідкуючих) гідравлічних приводах.

До недоліків розподільників з від'ємним перекриттям відносять більш низький ККД через втрати рідини, котра протікає через прірточки на злив при середньому і близьких до нього положеннях золотника.

. В гідравлічних слідкуючих системах широко використовується дросельний пристрій типу сопло-заслінка (рис. 6.15), який являє собою послідовне з'єднання постійного і регулюючого гідравлічних опорів.

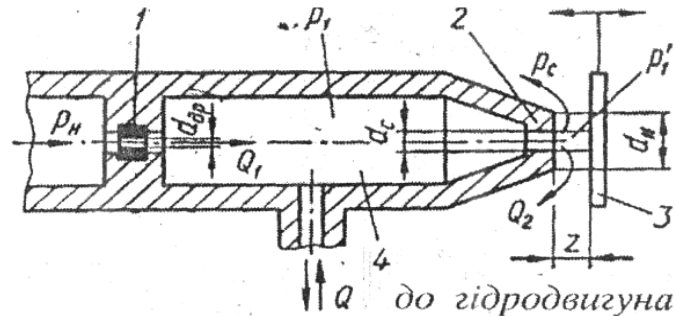


Рисунок 6.15 – Конструктивна схема розподільника: сопло-заслінка

На вході встановлюється дросель 1 постійного опору, на виході регулюючий дросель, утворений торцем сопла 2 і рухомою заслінкою 3.

Переміщення заслінки 3 змінює гідравлічний опір регулюючого дроселя, а це приводить до зміни витрат  $Q_2$  через регулюючий дросель і тиску  $P_1$  в міждрозельній камері 4.

Простота конструкції та відсутність поверхонь тертя в розподільниках сопло-заслінка обумовили їх широке використання в гідропідсилювачах і в системах автоматичного керування.

Такі розподільники мають малі габаритні розміри і масу, володіють високою чутливістю, точністю і швидкодією, а також простотою виготовлення і довговічністю, яка досягається завдяки безконтактній дії.

В гідропідсилювачах (рис. 6.16) з розподільниками типу сопло-заслінка застосовують схему з двома соплами.

Навантаження підсилювача являє собою перепад тисків в робочих порожнинах гідродвигуна:  $\Delta p = P_1 - P_2$ , тобто перепад тисків в міждрозельних камерах 2 і 3, який використовується для приводу золотника і другого каскаду підсилення, чи будь-якого іншого гідродвигуна.

Змінюються тиски  $P_1$  і  $P_2$  переміщенням заслінки між соплами.

При її переміщенні, наприклад, вправо, тиск  $P_2$  зростає а  $P_1$  зменшиться.

Перепад тисків, що утворився:  $\Delta p = P_2 - P_1$  переборюючи навантаження (зусилля пружин золотника), переміщає золотник 1 вліво.

Значить, кожному положенню заслінки відповідає своє положення золотника.

Це дозволяє переміщати золотник на величину, пропорційну сигналу керування, що поступає на заслінку.

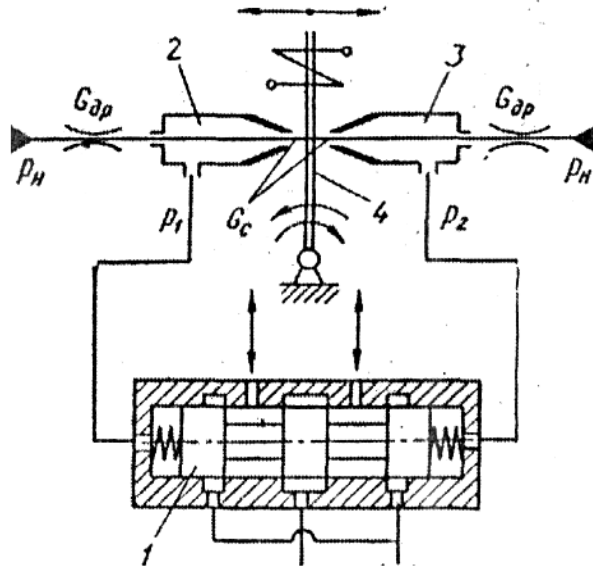


Рисунок 6.16 – Схема підсилювача з розподільниками сопло-заслінка

Як правило, заслінку закріплюють на досить довгому поворотному важелі 4.

Це дозволяє рахувати її переміщення відносно сопел (поворот) практично поступальним, а проміжок між соплом і заслінкою – паралельним.

Тертя ковзання замінюється тертям кочення в місці повороту заслінки. В результаті для керування заслінкою (переміщення) потрібні зовсім малі зусилля.

Вадою гідропідсилювача типу сопло–заслінка є значні втрати рідини через сопла і порівняно низкий *ККД* (< 12%). Тому, такий гідропідсилювач застосовують в гідроприводах малої потужності.

В машинобудуванні використовують прості за конструкцією гідропідсилювачі з голчатим дроселем (рис. 6.17).

Регулюючий опір виконаний у вигляді голчатого дроселя 1–2, нерегулюючий – у вигляді постійного дроселя 6.

Рідина під тиском  $P_H$  поступає з однієї сторони в плунжерну камеру 4, а з другої – через постійний дросель 6 в торцеву камеру 5 золотника, а потім через регулюючий дросель на злив.

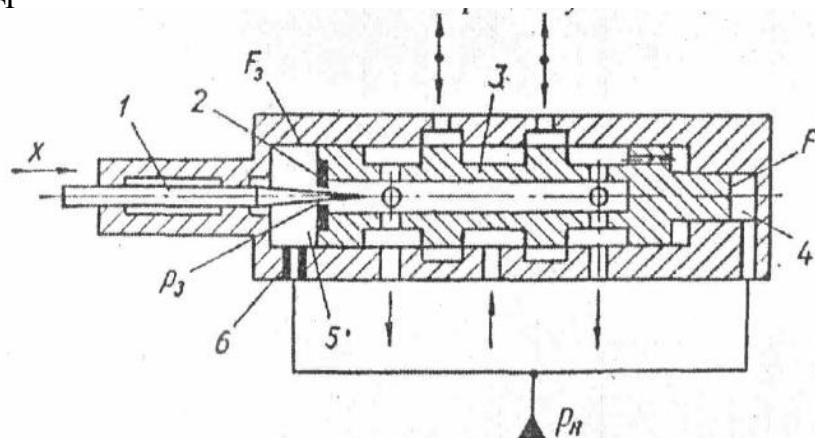


Рисунок 6.17 – Конструктивна схема гідропідсилювача з голчатим дроселем

Тиск в камері 5 залежить від положення голки відносно діафрагми.

Таким чином, золотник 3 знаходиться під дією двох сил: з однієї сторони, тиску  $P_n$  на площу плунжера, з другої – тиску  $P_3$  на площу  $F_3$  золотника.

При відсутності навантаження в нейтральному положенні ці сили рівні, а золотник – нерухомий:  $P_n F' = P_3 F_3$ . (1)

Керування здійснюється голкою 1.

Переміщуючи голку, змінюють переріз вікна між голкою і діафрагмою, що змінює тиск  $P_3$ .

Це порушує попередню рівність (1), що і приводить до переміщення золотника.

При переміщенні голки вправо тиск  $P_3$  зростає і золотник теж переміщується вправо на величину переміщення голки, тобто до тих пір, доки не зрівноважаться сили, що діють на золотник 3.

Значить, золотник постійно стежить за положенням голки. Тому гідропідсилювач являє собою підсилювач із зворотнім зв'язком.

В цих гідропідсилювачах із струминною трубкою основним елементом керування (рис. 6.18) є струминна трубка 1.

Рідина під тиском  $P_n = 0,4..1,0$  МПа поступає в струминну трубку 1 через вісь її поворота. На виході трубки є сопло 2 з діаметром  $d_c = 1..2$  мм і кутом конусності  $8..15^\circ$ . Конусність необхідна для збільшення запасу кінетичної енергії рухомої рідини ( $V = 30..50$  м/с)

Виходячи із трубки, рідина попадає в два прийомних вікна діаметром  $S_1$ , розміщених на відстані її від кінця трубки. Як правило  $d = 2..2,5$  мм;  $h \approx 4d_c$ .

В більшості випадків відстань між прийомними вікнами  $S = 0,2..0,5$  мм.

Швидкість рідини, поступаючої в прийомні сопла, зменшується в багато разів, тому в них кінетична енергія рухомого струменя перетворюється потенційну енергію тиску.

Керують гідропідсилювачем, повертаючи струминну трубку навколо осі 0.

Якщо струминна трубка розміщена симетрично відносно двох прийомних сопел 3 і 4, то в них утворюється однаковий тиск.

При зміщенні трубки (див. «управляюча дія») наприклад, вліво, збільшується площа  $\Delta F_1$  прийомного вікна 3, перекритого струменем, і зменшується перекрита струменем площа  $\Delta F_2$  прийомного вікна 4.

В результаті створеного перепаду тисків гідродвигун наприклад, золотник 5, починає переміщуватись.

В електрогідравлічних (комбінованих) слідкуючих приводах поєднується електричне або електрогідравлічне керування з гідравлічним виконавчим механізмом.

В результаті покращуються умови дистанційного керування, введення коректуючих зв'язків, що особливо важливо для великих копірвальних верстатів.

Під електрогідравлічним підсилювачем потужності (ЕГП) розуміють устаткування для перетворення і підсилення потужності вхідного електричного керуючого сигналу в потужність направленої потоку робочої рідини: в

відповідності з командною інформацією.

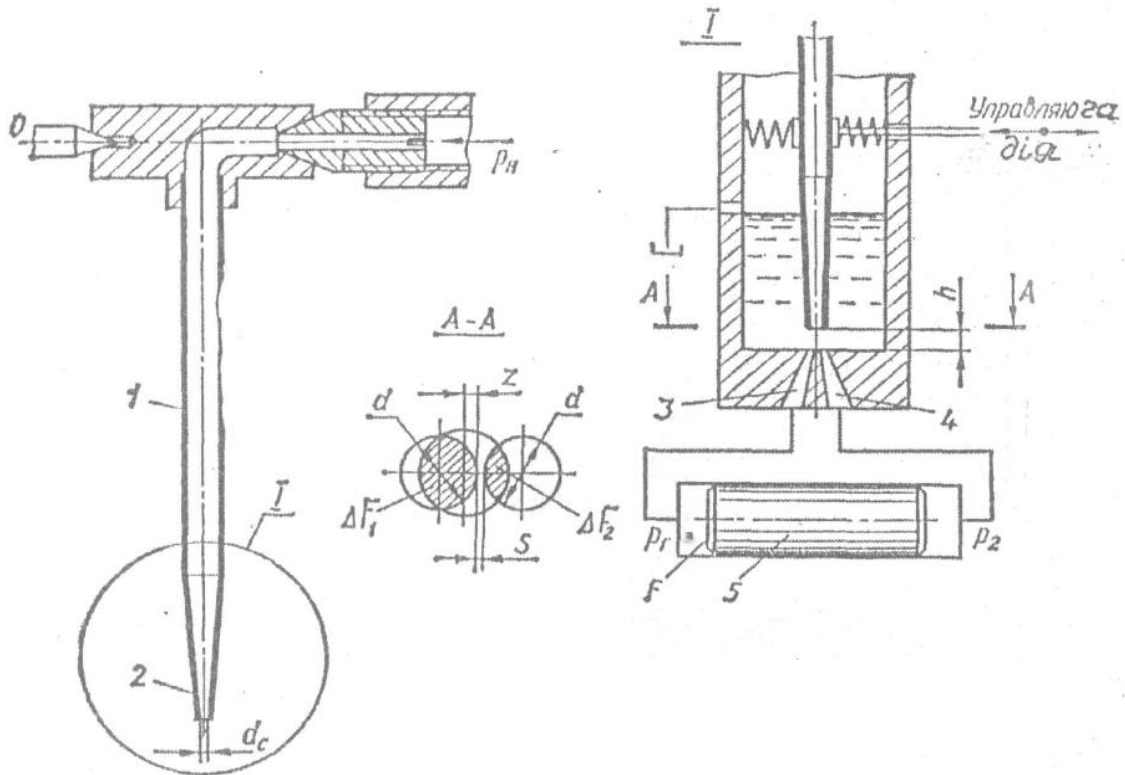


Рисунок 6.18 – Гідропідсилювачі із струминною трубкою

### 6.3. Гідродинамічні і гідромеханічні передачі

Гідродинамічні передачі – це передачі, у яких механічна енергія від ведучого вала до веденого передається за допомогою потоку робочої рідини. У таких передачах відсутній жорсткий кінематичний зв'язок між валами, а передавання енергії відбувається внаслідок силової взаємодії потоку рідини з лопатками робочих коліс. Гідродинамічна передача, як правило, складається з насосної частини та турбінної частини: у насосному колесі механічна енергія двигуна перетворюється на енергію потоку рідини, а в турбінному колесі ця енергія знову перетворюється на механічну енергію обертання веденого вала. Такі передачі застосовують у тих випадках, коли потрібно передавати енергію між валами, що працюють з різними або змінними частотами обертання, забезпечити плавне рушання машини, автоматичну зміну режиму роботи та зменшити динамічні навантаження в трансмісії.

На схемі гідродинамічної передачі показано, що двигун внутрішнього згоряння приводить у рух насосне колесо, яке створює циркуляцію рідини. Потік рідини по нагнітальному тракту надходить до турбінного колеса, діє на його лопатки і приводить у рух ведений вал. Якщо між насосним і турбінним колесами встановлений ще й направляючий апарат, то така передача здатна не лише передавати, а й перетворювати крутний момент. Саме тому гідродинамічні передачі поділяють на два основні види: гідромуфти і гідротрансформатори.

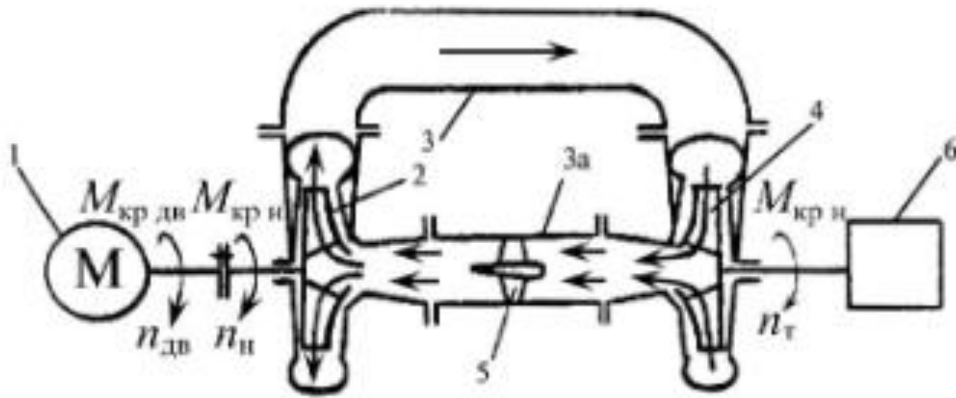


Рисунок 6.19 – Принципова схема гідродинамічної передачі та меридіональний переріз робочої порожнини гідромуфти.

Гідромуфта є найпростішою гідродинамічною передачею. Вона складається з насосного колеса, установленного на ведучому валу, турбінного колеса, насадженого на ведений вал, і корпусу, в якому міститься робоча рідина. Між торцями насосного і турбінного коліс є зазор, а передавання енергії здійснюється лише через циркуляцію рідини. Насосне колесо, обертаючись від двигуна, подібно до відцентрового насоса відкидає рідину до периферії, надаючи їй кінетичної енергії. Далі цей потік надходить на лопатки турбінного колеса, де частина енергії перетворюється на механічну роботу обертання веденого вала. Після цього рідина знову повертається до насосного колеса, і цикл безперервно повторюється. У гідромуфті відсутній реактор, тому вона не перетворює крутний момент: момент на веденому валу практично дорівнює моменту на ведучому, а зміна режиму роботи відбувається за рахунок ковзання між колесами.

Коефіцієнт ковзання гідромуфти характеризує різницю між частотою обертання насосного і турбінного коліс. Чим менше ковзання, тим вищий коефіцієнт корисної дії. У робочому режимі ковзання зазвичай невелике, а ККД гідромуфти є досить високим. Перевагами гідромуфти є плавність рушання машини, безударне передавання навантаження, зменшення крутильних коливань, практична відсутність тертьових пар, безшумність роботи, надійність і довговічність. Разом з тим гідромуфта не може змінювати крутний момент у широких межах, тому її застосування обмежене тими системами, де потрібне саме плавне передавання обертання без трансформації силового режиму.

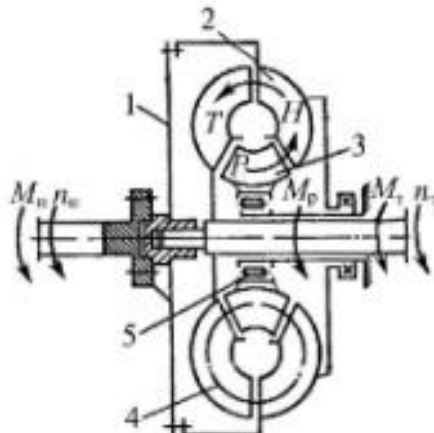


Рисунок 6.20 – Меридіональний переріз одноступінчастого триколісного гідротрансформатора.

Гідротрансформатор відрізняється від гідромуфти тим, що, крім насосного і турбінного коліс, має ще реактор — нерухоме або умовно нерухоме лопатеве колесо, встановлене між ними. Саме наявність реактора забезпечує перетворення крутного моменту. У триколісному гідротрансформаторі насосне колесо з'єднане з валом двигуна, турбінне — з веденим валом, а реактор розташовується між ними й змінює напрям руху потоку рідини так, щоб збільшити момент на турбінному колесі. Під час роботи насосне колесо надає рідині енергію, потік діє на турбінне колесо, а після виходу з нього надходить на реактор. Реактор спрямовує рідину так, щоб вона входила в насосне колесо в найбільш вигідному напрямі. У результаті цього на малих швидкостях веденого вала досягається збільшення крутного моменту, тобто відбувається силова трансформація. Коли ж частоти обертання насосного і турбінного коліс зближуються, роль реактора зменшується, і гідротрансформатор може працювати майже як гідромуфта.

Основною перевагою гідротрансформатора є те, що він автоматично і безступінчасто змінює крутний момент і частоту обертання веденого вала залежно від навантаження. Це особливо важливо для транспортних і тягових машин, де на різних режимах руху потрібні різні значення моменту на ведучих колесах або гусеницях. Завдяки цьому гідротрансформатор забезпечує плавний розгін, зменшує перевантаження двигуна, підвищує прохідність машини та покращує керованість. До його переваг також належать швидкохідність, плавність роботи, відсутність жорсткого ударного зв'язку між двигуном і трансмісією, можливість автоматизації та висока експлуатаційна надійність. Разом з тим через значні втрати енергії на внутрішнє тертя рідини ККД гідротрансформатора нижчий, ніж у гідромуфти, особливо на режимах великої трансформації моменту.

Гідродинамічні передачі характеризуються такими основними показниками, як передаточне відношення, коефіцієнт трансформації крутного моменту, коефіцієнт корисної дії та зовнішня характеристика. Передаточне відношення визначається відношенням частоти обертання турбінного колеса до частоти обертання насосного, а коефіцієнт трансформації — відношенням крутного моменту на веденому валу до моменту на ведучому. Для будь-якої передачі справедливе співвідношення між вхідною, корисною та втраченою потужністю, а ККД дорівнює відношенню корисної потужності на веденому валу до потужності, підведеної до ведучого вала. У гідродинамічних передачах частина енергії неминуче втрачається на циркуляцію рідини, її тертя об лопатки і стінки корпусу, тому всі такі передачі потребують якісної робочої рідини та належного теплового режиму.

Поняття гідромеханічної передачі охоплює поєднання гідродинамічної передачі з механічною частиною трансмісії. У таких системах гідромуфта або гідротрансформатор працюють разом із коробкою зміни передач, редукторами, фрикційними муфтами та іншими механічними вузлами. Завдяки цьому вдається поєднати переваги гідродинамічної передачі — плавність рушання, автоматичне пристосування до навантаження, демпфування ударів — із високим ККД механічної передачі на усталених режимах. Саме тому

гідромеханічні передачі набули великого поширення в автомобілях, тракторах, дорожньо-будівельних машинах і складній мобільній техніці, де потрібне одночасне забезпечення високої тяги, плавності ходу та зручності керування.

У сільськогосподарській і транспортній техніці гідродинамічні та гідромеханічні передачі застосовують для плавного рушення самохідних машин, розгону великих інерційних мас, захисту двигуна і трансмісії від перевантажень, автоматичного пристосування до змінного навантаження та підвищення комфорту керування.

#### 6.4. Пневматичний привод

**Пнеumoприводом** називають сукупність устаткувань, в число яких входить один або декілька об'ємних пневмодвигунів, призначених для приведення в рух механізмів і машин з допомогою робочого газу під тиском.

До складу пневмоприводів, окрім пневмодвигунів, можуть входити в загальному випадку слідуючі пневматичні пристрої:

- джерела енергії робочого газу;
- пневмоапаратура;
- кондиціонери робочого газу;
- пневмоємкості;
- пневмолінії,

а також засоби вимірювань: манометри, термометри і т.д. В залежності від виду енергії повітря, що використовується, розрізняють пневматичні пристрої динамічного і об'ємного типу:

- **динамічні** перетворюють кінетичну енергію потоку;
- **об'ємні** – потенційну енергію тиску рідини.

В МРВ використовують об'ємні пневмоприводи.

На рис. 6.21 зображена структурна схема компресорного пневмоприводу. Джерелом енергії робочого газу в цьому пневмоприводі є повітряний компресор, який перетворює механічну енергію приводного двигуна в енергію стиснутого повітря.

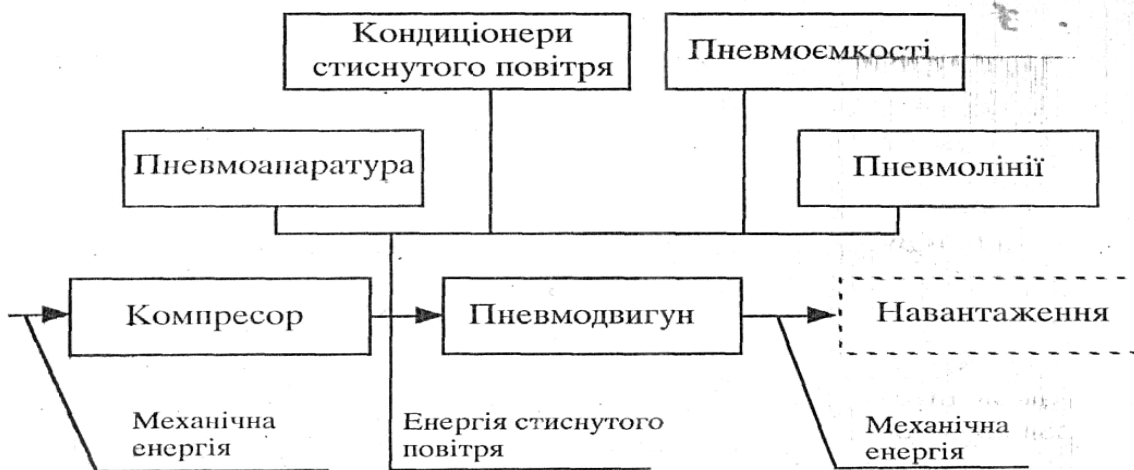


Рисунок 6.21 – Структурна схема компресорного пневмоприводу

Потік стиснутого повітря передається по трубопроводу до пневмодвигуна,

в якому енергія стиснутого повітря перетворюється в механічну енергію; вихідна ланка пневмодвигуна, а разом з нею привідна ланка механізму або машини (навантаження) приходять в рух.

З допомогою пневмоапаратури в пневмоприводах змінюють або підтримують заданий тиск, або витрати робочого газу, виконують пуск або перекривають потік робочого газу, змінюють напрямок потоку робочого газу.

В пневмоприводах застосовують наступні види пневмоапаратів: пневморозподільники, пневмоклапани, пневмодроселі і інші апарати.

Кондиціонери робочого газу служать для отримання необхідних якісних показників робочого газу.

До них відносяться повітряні фільтри, вологовідділювачі, маслорозпилювачі, холодильники пневмоглушники.

Пневмоємкості (ресивери і пневмоакумулятори) призначені для утримання в них робочого газу з метою подальшого використання його в процесі роботи пневмоприводу.

В пневмоприводах немає зливних і дренажних ліній, оскільки відпрацьований робочий газ випускається безпосередньо в атмосферу.

Пневмолінії поділяють на всмоктуючі, напірні, пневмолінії керування і вихлопні.

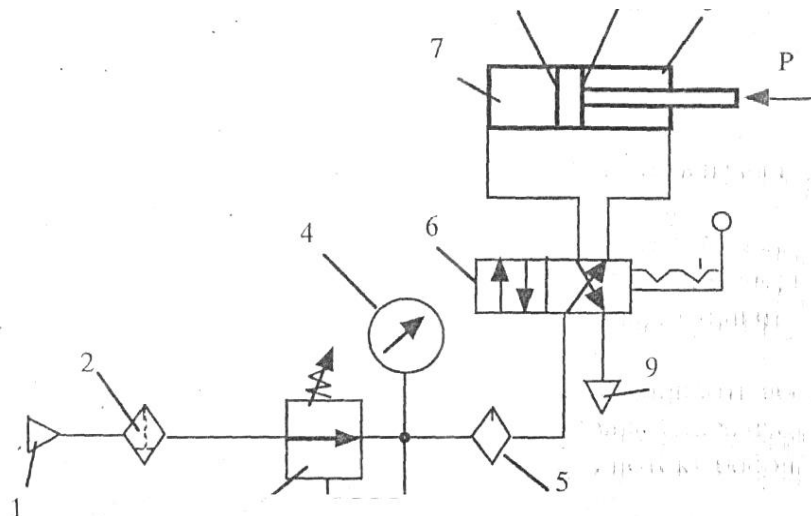


Рисунок 6.22 – Схема пневматичного приводу із зворотньо-поступальним рухом, робочого органа

Розглянемо структурну схему пневмоприводу.

В найпростішому пневматичному приводі (рис. 6.22) з зворотньо-поступальним рухом робочої ланки – поршня пневмоциліндра, стиснуте повітря від джерела живлення 1 через фільтр-вологівіддільник 2, редукційний клапан 3 і маслорозпилювач 5 поступає на вхід пневморозподільника 6.

Тиск повітря контролюється манометром 4.

Виходи пневморозподільника зв'язані з порожнинами 7 і 8 пневмоциліндра.

В положенні на схемі порожнина 8 знаходиться під тиском, а порожнина 7 з'єднана з виходом 9 в атмосферу. Поршень пневмоциліндра займає крайнє ліве положення. При переключенні розподільника порожнина 7 з'єднується з підводом живлення і наповнюється стиснутим повітрям.

Одночасно порожнина 8 з'єднується з виходом в атмосферу і починається її спорожнення. При деякому тискові повітря в порожнині 7 сила тиску, створена на площі  $F_1$  поршня, стає достатньою, щоб перебороти силу опору руху  $P$  і силу тиску, діючу на площі  $F_2$  поршня із сторони порожнини 8.

В цей момент поршень починає рух, швидкість якого залежить від інтенсивності підводу повітря в робочу порожнину 7 і відводу повітря із порожнини вихлопу 8.

Інтенсивність підводу і відводу залежать від пропускної здатності відповідних пневмоліній, котра визначається розмірами трубопроводів та їх гідравлічними опорами.

Значно впливає на швидкість руху поршня і зміна сили опору  $P$ .

При незмінній позиції розподільника поршень виконує рух і зупиняється в крайньому правому положенні.

У випадку зворотного переключення розподільника порожнини пневмоциліндра міняються ролями і поршень повертається в вихідне положення. Керують розподільником вручну.

Пневмодвигун є головною ланкою в структурі пневматичного приводу.

Від типу пневмодвигуна, його конструктивних розмірів і динамічних характеристик залежать вибір схеми керування, тип апаратури контролю, регулювання і керування, розміри прохідних перерізів пневмоліній і пневмоапаратів.

Ознаки, за якими класифікують об'ємні пневмодвигуни, встановлює ГОСТ17752–81.

По характеру руху вихідної ланки пневмодвигуни поділяються на три групи:

- пневмоциліндри;
- поворотні пневмодвигуни;
- пневмомотори.

До першої групи відносяться двигуни з лінійним зворотньо-поступальним рухом вихідної ланки:

- поршневі пневмоциліндри;
- плунжерні пневмоциліндри;
- мембранні пневмоциліндри;
- сільфонні пневмоциліндри,

які можуть бути односторонньої і двосторонньої дії, двохпозиційні і багато–позиційні, одноступінчаті і телескопічні.

До другої групи відносяться пневмодвигуни поворотної дії з обмеженим кутом повороту вихідної ланки, які в залежності від типу робочих органів можуть бути:

- шибєрними;
- поршневими;
- мембранними.

До третьої групи відносяться пневмодвигуни обертального руху – пневмомотори.

Практичне застосування знайшли пневмомотори:

- шестеренні;
- шибєрні;
- поршневі.

Основними перевагами пневмоприводів є:

- можливість живлення від централізованої мережі при відносній легкості транспортування енергії стиснутого повітря на значні відстані дії;
- високі швидкості спрацювання виконавчих устаткувань (пневмодвигунів та ін.);
- можливість роботи в широкому діапазоні робочих температур, в умовах запиленості, вібрацій, радіації;
- простота конструкцій і висока надійність пневматичних устаткувань;
- простота обслуговування;
- відносно низька собівартість і швидка окупність.

До недоліків пневмоприводів відносяться:

- порівняно висока собівартість енергії стиснутого повітря (через безперервне споживання стиснутого повітря і великі його втрати);
- нестабільність швидкості руху вихідної ланки пневмодвигуна ( особливо при перемінних навантаженнях);
- погані умови змащування поверхонь тертя рухомих елементів пневматичних устаткувань;
- низький ККД пневматичних приводів;
- необхідність захисту елементів приводу від корозії.

Робочим середовищем в пневмоприводах є робочий газ (стиснуте повітря, азот тощо).

Повітря являє собою суміш азоту (78,02%), кисню (20,9%), благородних газів (0,9%), вуглекислого газу (0,03%), водяної пари і випадкових домішок.

Процентний склад компонентів непостійний і залежить від географічної широти місцевості, метеорологічних умов, а також від забрудненості атмосферною повітря, зокрема, його загазованості.

Для живлення стиснутим повітрям пневматичних систем використовують компресори.

Більшість вітчизняних підприємств, де використовується енергія стиснутого повітря, мають централізовані компресорні станції з поршневими чи відцентровими компресорами, котрі виробляють стиснуте повітря з надлишковим тиском 0,4...0,8 МПа, рідше до 1...1,6 Мпа.

Зараз в техніці використовують пневматичні устаткування і системи трьох рівнів тисків:

- високого (0,25...1,0 МПа);
- середнього (0,1...0,25 МПа);
- низького ( 0,001...0,01 МПа).

Оскільки економічно не вигідно стискувати повітря до високого тиску, а при використанні зменшувати тиск до значно більш низького рівня, то практикується створення централізованих сітей з різними рівнями тисків.

Інколи застосовують пневматичні системи з індивідуальними джерелами живлення

Крім компресора, в таких випадках як правило потрібен індивідуальний повітрозбирач (ресивер), який згладжує пульсації подачі повітря і створює (акумулює) його запас.

### 6.5. Гідропневмотранспорт

Гідропневмотранспортом називають сукупність способів переміщення сипких, зернистих, порошкоподібних, волокнистих або дрібнокускових матеріалів за допомогою потоку рідини, газу або їх поєднання по трубопроводах чи спеціальних каналах.

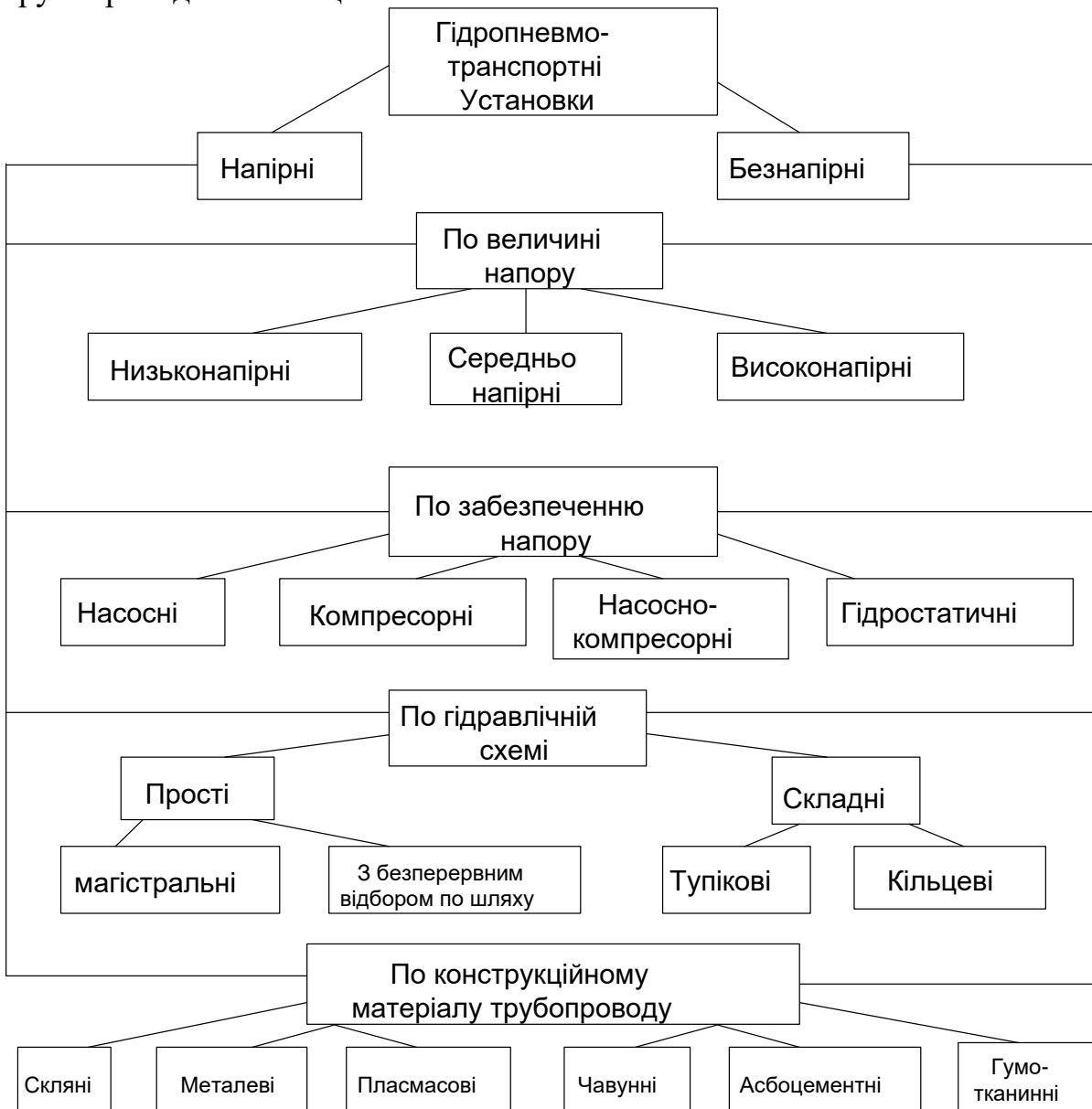


Рис. 3.99. Класифікація гідропневмотранспортних установок

Цей термін часто вживають як узагальнювальний для двох близьких за принципом, але різних за робочим середовищем процесів: гідротранспорту, де матеріал переноситься потоком рідини, найчастіше води, і пневмотранспорту, де переміщення здійснюється повітрям або іншим газом. Обидва способи належать до безперервного транспорту, оскільки дають змогу передавати

матеріал безпосередньо від місця його завантаження до місця розвантаження, минаючи значну кількість проміжних перевантажувальних операцій.

Сутність гідротранспорту полягає в тому, що тверді частинки змішуються з рідиною, утворюючи гідросуміш або пульпу, яка під дією насоса переміщується трубопроводом. У такій системі рідина виконує подвійну функцію: з одного боку, вона є енергоносієм, що створює необхідний напір і швидкість потоку, а з іншого — середовищем, у якому зависають і переміщуються тверді частинки. Найважливішою умовою надійної роботи гідротранспортної установки є забезпечення такої швидкості потоку, за якої частинки матеріалу не осідають на дно трубопроводу. Якщо швидкість стане меншою за критичну, починається випадання твердих частинок, зростає нерівномірність руху, збільшується опір, а згодом можливе і повне закупорювання трубопроводу.

Типова установка гідротранспорту включає завантажувальний пристрій, змішувальний вузол або бункер із водою, насос, напірний трубопровід, арматуру, контрольно-вимірювальні прилади, а в кінці траси — пристрої для відокремлення твердого матеріалу від рідини. Як джерела енергії в таких системах застосовують переважно відцентрові насоси, а для особливо густих, абразивних чи в'язких сумішей — спеціальні шламові або ґрунтові насоси. Після транспортування матеріал надходить у відстійники, грохоти, циклони, зневоднювальні апарати або інші пристрої, де тверда фаза відокремлюється від рідини, а вода за можливості повертається в оборотний цикл. Таким чином, гідротранспорт часто поєднується із замкнутими системами водопостачання.

Пневмотранспорт ґрунтується на іншому принципі. Матеріал переміщується потоком повітря, яке створюється вентилятором, компресором або вакуумною установкою. У трубопроводі формується повітряно-матеріальна суміш, яка переноситься до місця розвантаження. Якщо в системі створюється розрідження і матеріал засмоктується в трубопровід, говорять про всмоктувальний пневмотранспорт. Якщо повітря подається під тиском і проштовхує матеріал по магістралі, це нагнітальний пневмотранспорт. Існують також комбіновані всмоктувально-нагнітальні системи, у яких одна ділянка працює на розрідженні, а інша — під надлишковим тиском.

До складу пневмотранспортної установки зазвичай входять завантажувальний пристрій, живильник або шлюзовий затвор, повітродувна машина, трубопровід, коліна, сепаратор, циклон або фільтр, пиловловлювальна апаратура і бункер-накопичувач. Важливе значення мають герметичність системи, стабільність подачі матеріалу та правильний вибір швидкості повітря. Якщо швидкість замала, частинки випадають у нижній частині трубопроводу і система втрачає працездатність. Якщо ж швидкість надмірна, різко зростають енерговитрати, посилюється абразивне зношування труб, колін і сепараторів, а для крихких матеріалів ще й збільшується ступінь подрібнення.

За характером руху суміші пневмотранспорт поділяють на транспорт у розрідженому потоці та транспорт у щільному потоці. У першому випадку частинки відносно рівномірно розподілені в повітрі, швидкість руху велика, а концентрація матеріалу порівняно невисока. Такий режим характерний для

тирси, стружки, борошна, зерна, пилоподібних матеріалів. У другому випадку матеріал переміщується більш ущільненими порціями, пробками або хвилями при менших швидкостях, але за вищої концентрації. Щільнофазний транспорт енергетично вигідніший для окремих матеріалів і менше їх травмує, проте

Сферою застосування гідропневмотранспорту є гірничодобувна, будівельна, хімічна, харчова, деревообробна, енергетична та сільськогосподарська галузі. Гідротранспорт ефективний для піску, руди, вугілля, золи, шламу, ґрунту, подрібненої сировини та інших матеріалів, які не втрачають властивостей при контакті з водою. Пневмотранспорт широко використовують для зерна, комбікормів, цементу, борошна, тирси, стружки, деревного пилу, гранулятів, дрібних полімерних матеріалів.

Основними перевагами гідротранспорту є простота траси, можливість подавання матеріалу на значні відстані, зменшення пиловиділення, відносно легка автоматизація процесу, зручність поєднання транспортування з технологічними операціями промивання, гасіння, класифікації або збагачення. Водночас цей спосіб має і суттєві недоліки. Насамперед це велика витрата води, потреба в подальшому зневодненні матеріалу, зношування насосів і трубопроводів абразивними частинками, небезпека замулення системи при неправильному виборі швидкості та складність роботи в умовах негативних температур.

Пневмотранспорт, зі свого боку, вирізняється високою гнучкістю трасування, відсутністю потреби в проміжних транспортерах, чистотою виробництва, можливістю подавати матеріал у важкодоступні місця, добре поєднується з аспіраційними системами та автоматизованим керуванням. Саме тому він набув особливого поширення в цехах деревообробки, на елеваторах, у комбікормовому виробництві, на підприємствах будівельних матеріалів. Недоліками пневмотранспорту є значні енерговитрати на створення повітряного потоку, підвищене зношування труб при транспортуванні абразивних частинок, шумність роботи, потреба в ефективному пиловловлюванні та вибухо- і пожежобезпечному виконанні при роботі з горючим пилом.

Для правильної роботи гідропневмотранспортних систем необхідно враховувати фізико-механічні властивості матеріалу. Визначальне значення мають розміри частинок, їх форма, густина, вологість, злипання, абразивність, крихкість і схильність до зависання чи осадження. Для волокнистих матеріалів, наприклад деревної стружки чи волокна, важливою є не лише маса частинок, а й їхня здатність до сплутування, утворення зводів у бункерах та нашарувань у трубопроводі. Для порошків критичним чинником стає пиловиділення і небезпека утворення вибухонебезпечних сумішей із повітрям. Отже, вибір типу транспорту повинен ґрунтуватися не тільки на продуктивності, а й на властивостях самої сировини.

Режим роботи системи визначається витратою робочого середовища, швидкістю потоку, концентрацією матеріалу, діаметром трубопроводів, довжиною траси, кількістю поворотів, перепадами висот і втратами тиску. У гідротранспорті важливо забезпечити умови, за яких тверда фаза не буде

осідати, а насос працюватиме без кавітації та перевантаження. У пневмотранспорті слід підтримувати таку швидкість повітря, яка гарантує перенос частинок, але не спричиняє зайвого зношування і руйнування матеріалу. Усі ці параметри взаємопов'язані, тому розрахунок гідропневмотранспортної установки завжди має комплексний характер.

З погляду експлуатації особливу увагу приділяють герметичності, міцності трубопроводів, стану колін і з'єднань, роботі живильників, запобіганню зависанню матеріалу в бункерах, регулярному очищенню фільтрів і циклонів, а також контролю тиску й витрати. У системах пневмотранспорту горючого пилу обов'язковими є засоби іскрозахисту, вибухорозрядження, заземлення та недопущення накопичення пилу в приміщеннях. У гідротранспорті не менш важливими є захист від гідроударів, контроль ущільнень насосів, стану арматури та систем рециркуляції води.

## ТЕМА 7. ГІДРО- І ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ, ВОДНЕ ГОСПОДАРСТВО ТА ГІДРОМЕЛІОРАЦІЯ

### 7.1. Гідроенергетичні установки

#### 7.1. Гідроенергетичні установки

Гідроенергетичні установки призначені для перетворення енергії водного потоку на механічну, а потім на електричну енергію. Джерелом цієї енергії є природний кругообіг води, тому гідроенергія належить до відновлюваних джерел. У технічному відношенні використовується потенціальна енергія води, зумовлена перепадом рівнів, а також її кінетична енергія, пов'язана зі швидкістю потоку (рис. 7.1). Потужність водного потоку залежить насамперед від витрати води  $Q$  і напору  $H$ , тому саме ці параметри визначають енергетичні можливості гідроенергетичної установки.

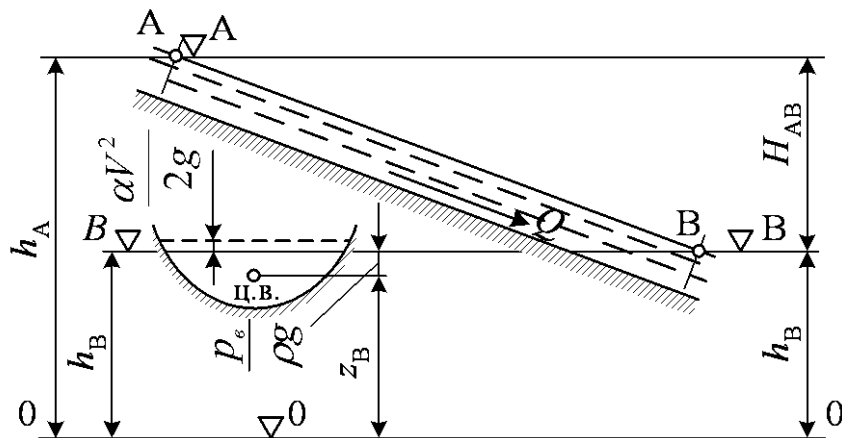


Рисунок 7.1 – Потужність потоку води

Для практичного використання енергії води необхідно створити напір, тобто різницю рівнів або енергетичних станів потоку до і після проходження через турбіну. У гідроенергетиці застосовують два основні способи створення напору: греблевий і дериваційний. При греблевому способі річку перегороджують греблею, внаслідок чого утворюється водосховище і створюється перепад рівнів води. При дериваційному способі воду відводять каналом, тунелем або трубопроводом, використовуючи природний похил місцевості (рис. 7.2).

Сукупність споруд, які забезпечують створення напору, підведення води до турбін, вироблення електроенергії та відведення води після використання, називається гідровузлом. До його складу входять гребля, водоприймальні споруди, водоскиди, водоводи, будівля гідроелектростанції та допоміжні елементи. Основною спорудою гідровузла є гідроелектростанція, у якій безпосередньо відбувається перетворення енергії потоку на електричну енергію (рис. 7.3). Будівля ГЕС служить для розміщення основного гідромеханічного, електротехнічного та допоміжного обладнання. У нижньому поясі розташовують турбіни, турбінні камери та відсмоктувальні трубопроводи, а у верхньому — генератори, регулятори, пульт керування та інше електротехнічне обладнання.

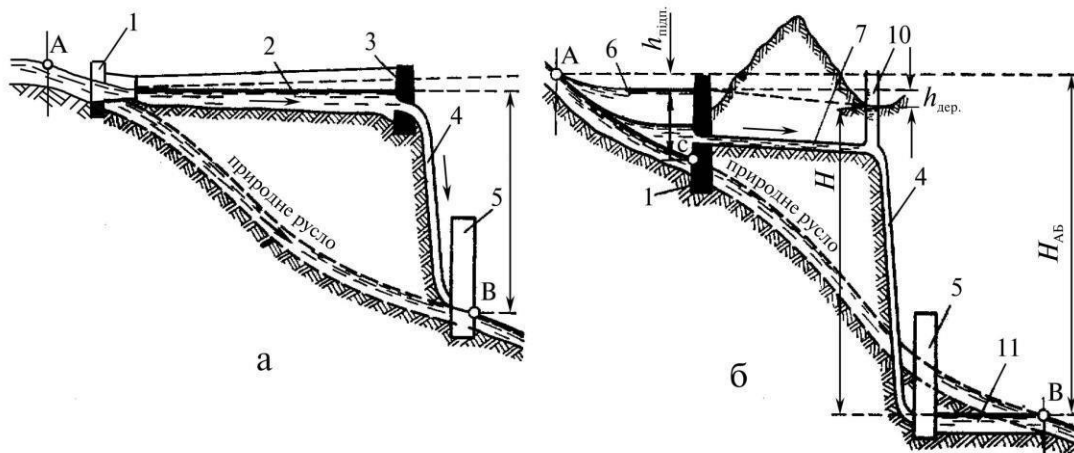


Рис. 4.4. Схеми дериваційних гідровузлів: а – з дериваційним каналом; б – з дериваційним тунелем;  
 1 – гребля (підпірна споруда); 2 – підвідний дериваційний канал; 3 – напірний басейн; 4 – турбінний водовід; 5 – будівля ГЕС; 6 – водосховище; 7 – напірний дериваційний водовід (тунель); 10 – зрівнювальний резервуар; 11 – відвідний дериваційний водовід

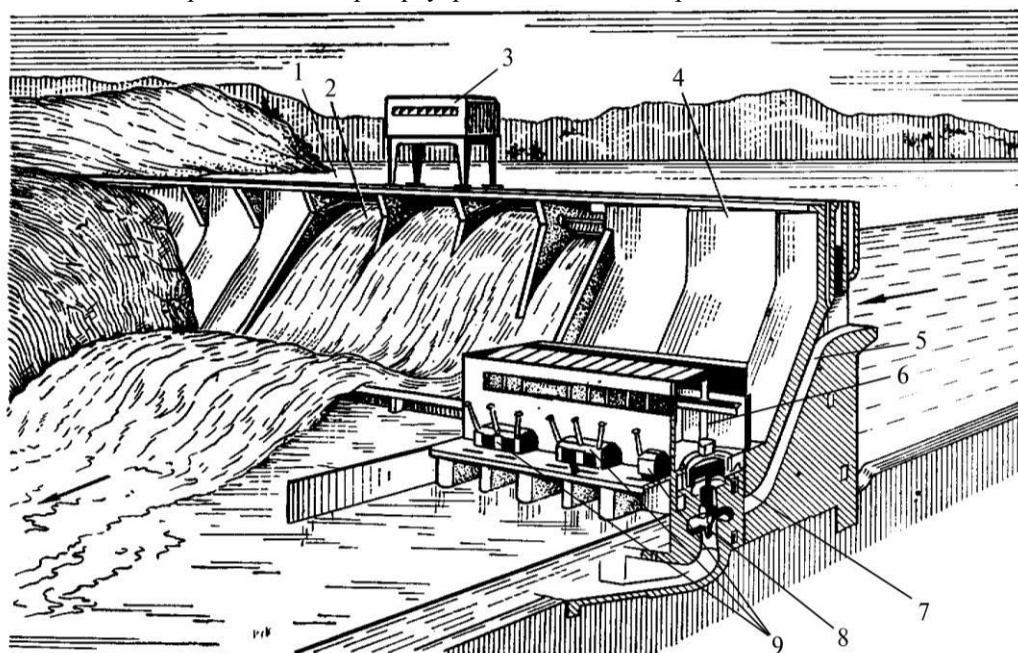


Рисунок 7.3 – Греблевий гідровузел з пригреблевим розташуванням гідроелектростанції:  
 1 – водосховище; 2 – водозливна частина греблі; 3 – козловий вантажопідіймний кран; 4 – станційна частина греблі; 5 – турбінний водовід; 6 – будівля ГЕС; 7 – генератор; 8 – турбіна;  
 9 – трансформатори

Головною робочою машиною гідроенергетичної установки є гідротурбіна. Вона перетворює енергію води на механічну енергію обертання вала, який з'єднаний з генератором. Разом турбіна і генератор утворюють гідроагрегат. За принципом дії гідротурбіни поділяються на реактивні та активні. У реактивних турбінах використовується як енергія тиску, так і швидкісна енергія потоку; до них належать радіально-осьові, поворотнолопатеві та пропелерні турбіни. В активних турбінах використовується переважно кінетична енергія струмینی, яка діє на робоче колесо (рис. 7.4).

Гідроенергетичні установки мають важливе значення для господарства, оскільки дозволяють одержувати електроенергію без витрат палива, характеризуються високим коефіцієнтом корисної дії та можуть бути значною мірою автоматизовані.

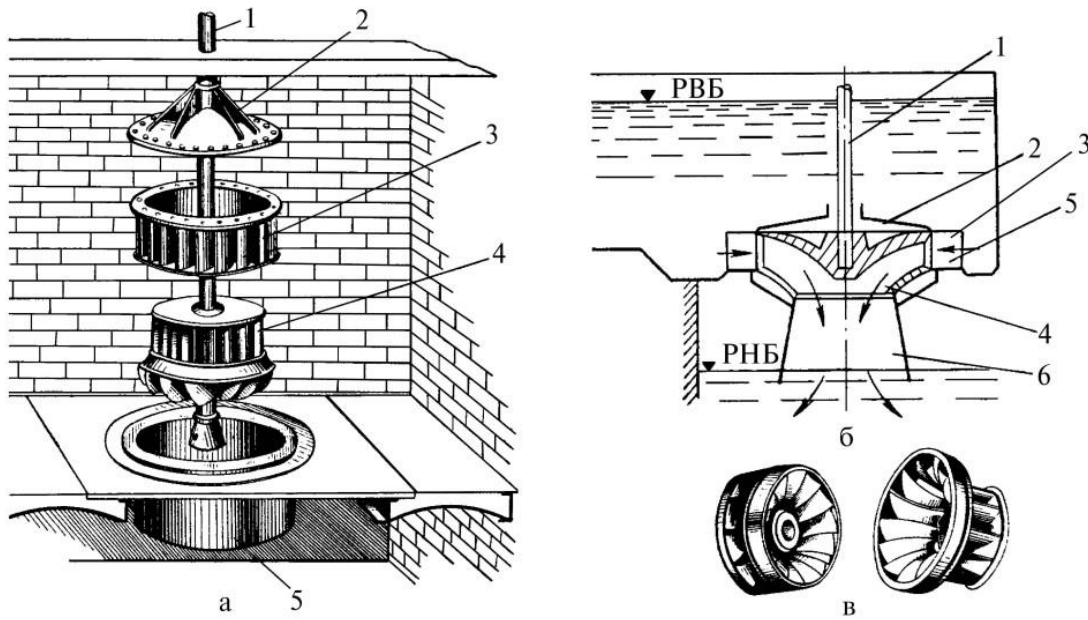


Рисунок 7.4 – Радіально-осьова швидкохідна турбіна: до напрямного апарата:  
 а, б – загальний вигляд; в – робочі колеса: тихохідне (зліва) і швидкохідне (справа); 1 – вал;  
 2 – кришка; 3 – напрямний апарат; 4 – робоче колесо; 5 – спіральна підвідна камера;  
 6 – відсмоктувальна труба

Для аграрної сфери особливу зацікавленість становлять малі та мікрогідроелектростанції, які можуть використовуватися для енергозабезпечення насосних станцій, систем водопостачання, невеликих виробничих об'єктів і віддалених господарств. Ефективність їх роботи залежить від правильного вибору напору, витрати води, типу турбіни та дотримання вимог експлуатації. Отже, гідроенергетична установка є складною інженерною системою, у якій поєднуються гідравлічні, механічні та електротехнічні процеси.

## 7.2. Вітроенергетичні установки

Вітроенергетичні установки призначені для перетворення енергії вітру на механічну або електричну енергію. Вітер є відновлюваним джерелом енергії, тому його використання має важливе значення для автономного енергозабезпечення, особливо у віддалених сільськогосподарських об'єктах. Напрямки переважаючих вітрів на певній території характеризуються діаграмою «роза вітрів», і це показано на рис. 7.5. Потужність повітряного потоку залежить від густини повітря, швидкості вітру та площі, через яку проходить потік. При цьому енергія вітру зростає пропорційно третьому степеню швидкості, тобто навіть незначне збільшення швидкості вітру суттєво підвищує енергетичні можливості вітроустановки.

Основним робочим органом вітродвигуна є вітроколесо. За конструкцією вітроколеса бувають лопатеві, карусельні, роторні та барабанні, і це показано на рис. 7.6. Найбільшого поширення набули лопатеві вітродвигуни, оскільки вони краще використовують енергію вітру і мають більш високі технічні показники. Вітроенергетична установка, крім самого вітродвигуна, включає також допоміжне обладнання. Лопатевий вітродвигун складається з



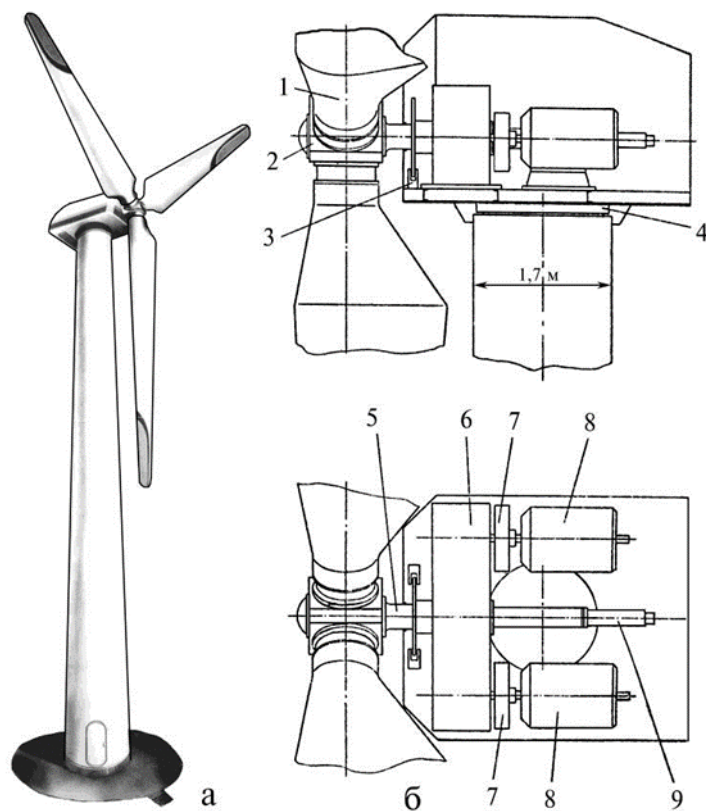


Рисунок 7.7 – Агрегат вітроелектричний АВЕ-500: а – загальний вигляд; б – вміст головки агрегату: 1 – лопать; 2 – ступиця; 3 – гальмо вітроколеса; 4 – поворотний круг; 5 – вал; 6 – редуктор; 7 – гальмовий пристрій; 8 – генератор; 9 – пристрій повертання лопатей

Їх ефективність залежить від вітрових умов місцевості, правильного вибору типу установки та дотримання правил експлуатації. Отже, вітроенергетичні установки є важливим засобом використання місцевих відновлюваних енергетичних ресурсів у аграрному виробництві.

### 7.3. Водні ресурси

Водні ресурси – це запаси поверхневих і підземних вод певної території. Для водного господарства держави практичне значення мають насамперед ресурси поверхневих, переважно річкових, і підземних вод. До поверхневих вод належать води річок, каналів, ставів, озер і водосховищ. У підручнику підкреслено, що основними ресурсними водами в Україні є саме річкові води. Середній річний стік річок України становить 87,1 км<sup>3</sup>, з яких доступними для використання вважаються 83,5 км<sup>3</sup>. В Україні налічується понад 71 тис. струмків і річок загальною довжиною близько 248 тис. км, причому приблизно 63 тис. з них — це малі річки. Більшість річок мають невеликі площі водозбору, що свідчить про значну роль саме малих водотоків у формуванні водних ресурсів країни.

Підземні води є другою важливою складовою водних ресурсів. Їх цінність полягає в тому, що вони краще захищені від безпосереднього поверхневого забруднення і часто відзначаються вищою стабільністю якості. Особливе значення мають міжпластові води, які, завдяки перекриттю водотривкими породами, зазвичай є чистими в бактеріологічному відношенні, відносно прісними та мають добрі смакові якості. Разом із тим водні ресурси України розміщені територіально нерівномірно, що ускладнює їх використання і

потребує науково обґрунтованого підходу до їх розподілу. Гідрогеологічне районування України показано на рис. 7.21.

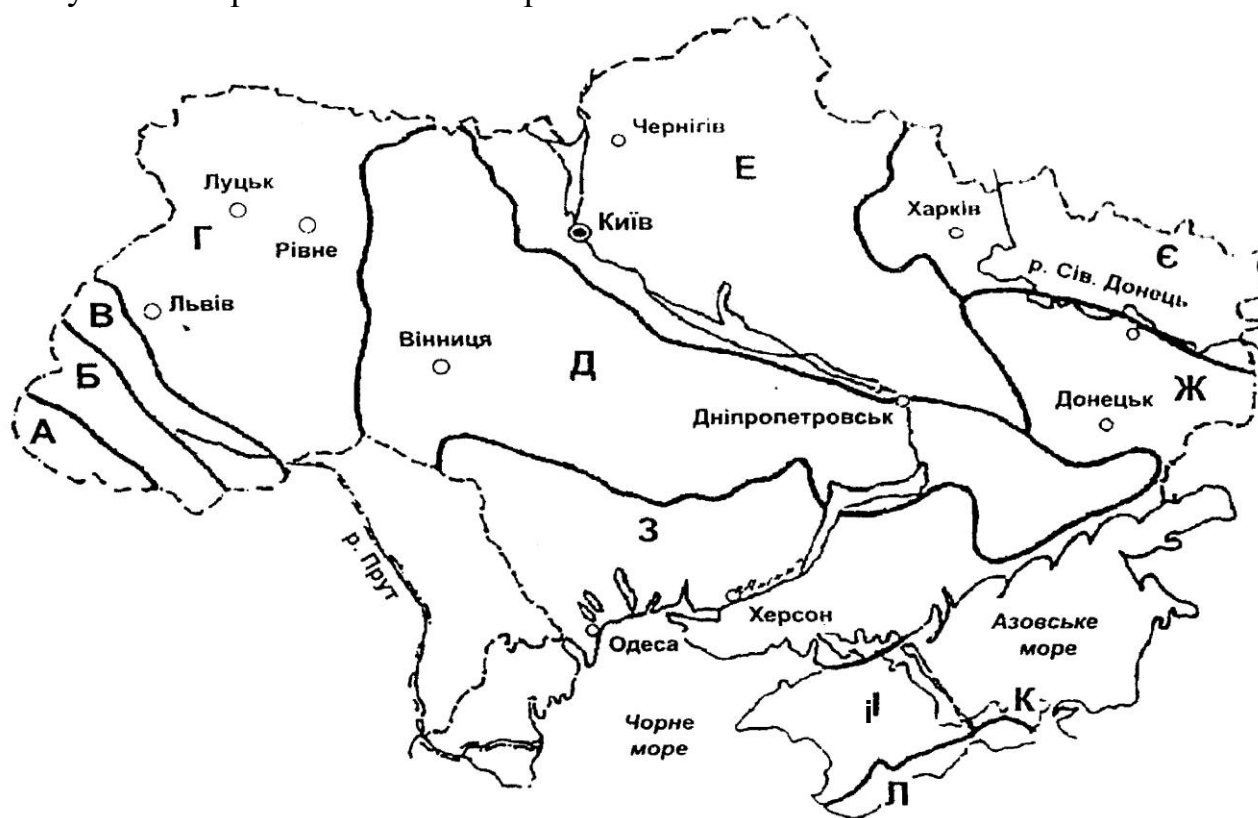


Рисунок 7.21 – Гідрогеологічні райони України: А – Закарпатський артезіанський басейн; Б – Карпатська складчаста зона; В – Передкарпатський артезіанський басейн; Г – Волинсько-Подільський артезіанський басейн; Д – Український басейн тріщинних вод; Е – Дніпровський артезіанський басейн; Є – Донецько-Донський артезіанський басейн; Ж – Донецька гідрогеологічна складчаста зона; З – Причорноморський артезіанський басейн; І – Рівнинно-Кримський артезіанський басейн; К – Азово-Кубанський артезіанський басейн; Л – гідрологічна складчаста зона гірського Криму

Використання водних ресурсів охоплює дуже широкий спектр потреб: питне і господарсько-побутове водопостачання населення, забезпечення промислових процесів, сільськогосподарське водопостачання, зрошення, рибництво, енергетику, транспорт і рекреацію. Саме тому вода розглядається не лише як природний ресурс, а і як один із визначальних чинників розвитку господарства. Зі зростанням чисельності населення та розвитком продуктивних сил суспільства водоспоживання постійно збільшується, а отже зростають вимоги до раціонального використання кожного джерела води. У цих умовах особливого значення набуває не лише сам факт наявності водних ресурсів, а й їх якість, доступність, відновлюваність та захищеність від виснаження.

Сукупність заходів з обліку, використання природних водних ресурсів для потреб суспільства та їх охорони називається водним господарством. Його основними завданнями є науково обґрунтований розподіл вод між водокористувачами, раціональне використання ресурсів, скорочення обсягів відбору води з джерел, зменшення втрат під час транспортування і використання, а також запобігання негативному впливу господарської діяльності на водні об'єкти. Особливо важливо, що під час управління використанням вод враховуються дані державного водного кадастру, статистичного обліку та водогосподарських балансів. Це дозволяє планувати

використання води не стихійно, а з урахуванням реальних запасів, потреб різних галузей і можливостей конкретних басейнів.

Однією з найважливіших умов правильного водокористування є державний облік водних ресурсів. У нашій державі ведеться державний облік використання вод і державний водний кадастр. Водний кадастр — це систематизована сукупність відомостей про водні ресурси країни. Обліку підлягають усі водні об'єкти єдиного державного фонду та всі води, які використовуються в різних сферах виробництва. Такий облік має не формальний, а практичний характер, оскільки без нього неможливо об'єктивно оцінити запаси води, контролювати її використання, прогнозувати дефіцит чи перевантаження водних систем, а також планувати водоохоронні заходи.

Невід'ємною складовою використання водних ресурсів є їх охорона. Охорона вод — це система технічних, організаційних, правових та екологічних заходів, спрямованих на запобігання забрудненню, засміченню і виснаженню водних об'єктів. Її мета полягає в тому, щоб забезпечити населення і виробництво водою нормативної якості не лише в даний час, а й у майбутньому. Для аграрної сфери це має особливе значення, оскільки якість води безпосередньо впливає на безпечність водопостачання, ефективність зрошення, стан ґрунтів, продуктивність тваринництва і загальний екологічний стан території. Саме тому водні ресурси потрібно розглядати не як невичерпний дар природи, а як обмежений і стратегічно важливий ресурс, який потребує раціонального використання та постійного захисту.

#### **7.4. Водне господарство**

Зі зростанням чисельності населення і розвитком продуктивних сил суспільства постійно збільшується і водоспоживання. За таких умов особливого значення набуває раціональна організація використання природних водних ресурсів. Сукупність заходів з обліку, використання природних водних ресурсів для потреб суспільства та їх охорони, які є частиною народного господарства держави, називається водним господарством. Отже, водне господарство охоплює не лише безпосереднє використання води, а й її облік, розподіл між споживачами, контроль стану водних об'єктів і систему заходів щодо їх збереження.

Основними завданнями водного господарства є науково обґрунтований розподіл вод між водокористувачами з урахуванням першочергового задоволення питних і побутових потреб населення, раціональне використання водних ресурсів, скорочення об'ємів відбирання води з джерел, зменшення втрат під час транспортування і використання води, а також впровадження досягнень науково-технічного прогресу для запобігання негативному впливу господарської діяльності на водні об'єкти. Таким чином, водне господарство виконує не лише розподільчу, а й регулюючу та природоохоронну функції. Під час управління використанням вод обов'язково враховують дані державного водного кадастру, обліку використання вод, водогосподарських балансів, а також басейнових і територіальних схем комплексного використання й охорони вод.

Найважливішою складовою застосування водних ресурсів є їх облік. Згідно з основами водного законодавства в державі здійснюється державний облік використання вод і ведеться державний водний кадастр. Державному обліку підлягають усі водні об'єкти, що становлять єдиний державний фонд, а також води, які використовуються в усіх сферах виробництва. Крім того, ведеться статистичний облік використання і скидання вод. Водний кадастр є систематизованою сукупністю відомостей про водні ресурси країни. Його значення полягає в тому, що без точного обліку неможливо ані правильно оцінити запаси води, ані обґрунтовано планувати її використання, ані ефективно контролювати зміни стану водних ресурсів. У підручнику також зазначено, що в державі функціонує автоматизована інформаційна система кадастру використання водних ресурсів, яка базується на даних статистичного й оперативного обліку вод та інших відомостях.

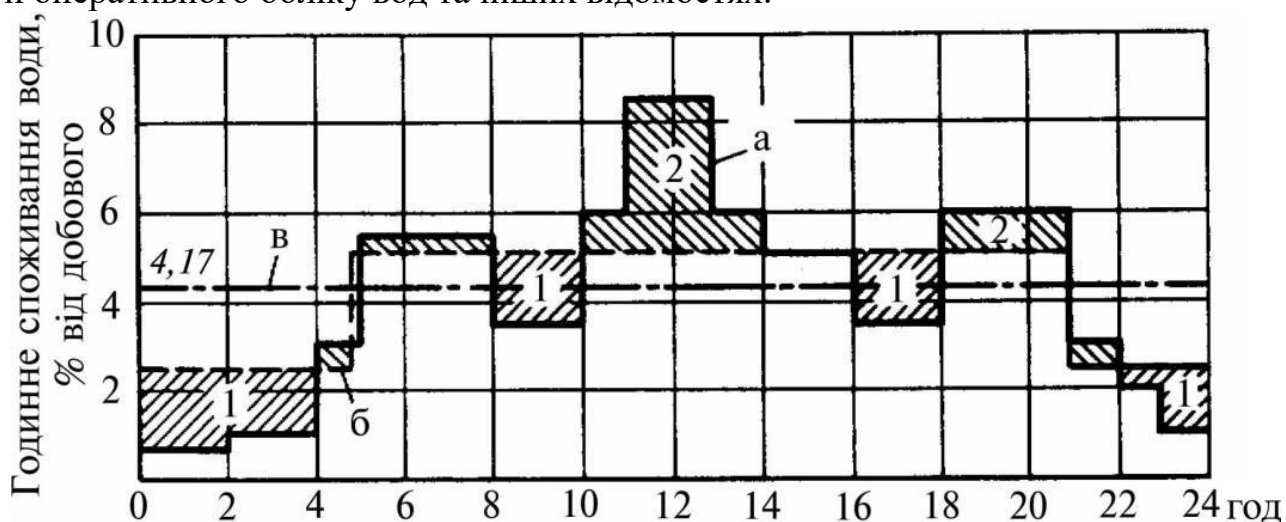


Рисунок 7.22 – Графік споживання води: а – графік добового водоспоживання; б – водоподача; в – середньодобова подача; 1 і 2 – об'єми води, які відповідно накопичуються за години малого її відбору з системи і витрачаються в години інтенсивного водоспоживання

Невід'ємною складовою водокористування є охорона водних ресурсів. Охорона вод — це система технічних, організаційних, правових і екологічних заходів, спрямованих на запобігання, обмеження й усунення наслідків забруднення, засмічення і виснаження водних об'єктів з метою забезпечення населення та виробництва водою нормативної якості для нинішніх і майбутніх поколінь. Система заходів щодо охорони вод складається, з одного боку, з профілактичних заходів, спрямованих на недопущення або обмеження нових джерел забруднення, засмічення і виснаження вод, а з іншого — із заходів щодо усунення несприятливого впливу господарської діяльності на стан водних об'єктів, якщо такий вплив уже розпочався. Це означає, що охорона вод має як попереджувальний, так і відновлювальний характер.

У процесі експлуатації водогосподарських об'єктів загальні положення охорони вод конкретизуються залежно від виду діючих або потенційних забруднювальних факторів. Саме тому водне господарство тісно пов'язане з технічною експлуатацією водозаборів, насосних станцій, каналів, очисних споруд, водосховищ, меліоративних систем та інших об'єктів. Для аграрного виробництва водне господарство має особливе значення, оскільки воно безпосередньо пов'язане із забезпеченням населення питною водою,

функціонуванням систем сільськогосподарського водопостачання, зрошенням, осушенням і загальним екологічним станом територій. Отже, водне господарство слід розглядати як складну систему організаційних, інженерних і природоохоронних заходів, спрямованих на раціональне використання водних ресурсів і їх збереження.

### **7.5. Сільськогосподарське водопостачання**

Сільськогосподарське водопостачання – це забезпечення водою в необхідній кількості та необхідної якості сільських споживачів. До таких споживачів належать сільське населення, тварини, агропромислові виробництва на селі, сільськогосподарська техніка та інші об'єкти. Здійснюється воно переважно за допомогою систем водопостачання. Системою водопостачання називається комплекс споруд, призначених для забирання води з природного джерела, її очищення за потреби, транспортування і розподілу між споживачами. До складу такої системи входять водозабірні споруди, насосні станції, очисні споруди, водонапірні споруди, трубопроводи та розвідна мережа.

Особливість систем сільськогосподарського водопостачання полягає в тому, що споживачі води на селі, як правило, значно розосереджені по території. Крім того, частина з них упродовж року або навіть доби змінює своє розташування, що пов'язано з сезонністю польових робіт, функціонуванням ферм, машинно-тракторного парку та інших виробничих об'єктів. Це призводить до збільшення протяжності трубопроводів, ускладнення експлуатації систем і зростання витрат на транспортування води навіть тоді, коли самі об'єми водоспоживання порівняно невеликі. Другою характерною рисою є нерівномірність споживання води, яка зумовлена циклічністю сільськогосподарського виробництва. Саме тому у таких системах особливого значення набувають регулюючі ємності, водонапірні башти та правильне визначення розрахункових витрат води.

У сільськогосподарському водопостачанні до води ставляться підвищені вимоги, оскільки вона використовується для питних, господарсько-побутових, виробничих і тваринницьких потреб. У підручнику зазначено, що вода має відповідати вимогам Державного стандарту України «Вода питна», а її якість оцінюють за органолептичними, хімічними та бактеріологічними показниками. Якщо природна вода не відповідає цим вимогам, її якість поліпшують за допомогою відстоювання, фільтрування, знезараження, пом'якшення, знезалізнення та інших способів обробки. Тому склад системи водопостачання істотно залежить не лише від кількості потрібної води, а й від властивостей джерела, з якого її забирають.

Найпоширенішим джерелом води у сільськогосподарському водопостачанні є підземні води. У підручнику вказано, що їх частка становить близько 90 %. Це пояснюється тим, що підземні води в більшості випадків придатні до використання без складного попереднього очищення. Схема системи водопостачання з підземним джерелом показана на рис. 7.22. У такій системі вода забирається водозабірним вузлом, подається до водонапірної

башти, а далі через транспортуючий трубопровід і розвідну мережу надходить до об'єкта водопостачання. Така схема є відносно простою, надійною і найбільш характерною саме для сільської місцевості.

Система водопостачання з поверхневим джерелом є складнішою, оскільки поверхневі води без поліпшення якості, як правило, не придатні для питного водопостачання. Це показано на рис. 7.23. У цій схемі природна вода забирається насосною станцією першого водопідйому і подається на очисні споруди. Після очищення вона надходить до резервуара чистої води, а вже звідти насосною станцією другого водопідйому подається у водопровідну мережу. Отже, на відміну від системи з підземним джерелом, тут обов'язково з'являються споруди водопідготовки, резервуари чистої води та двоступеневий підйом. Це значно ускладнює систему, але забезпечує отримання води нормативної якості.

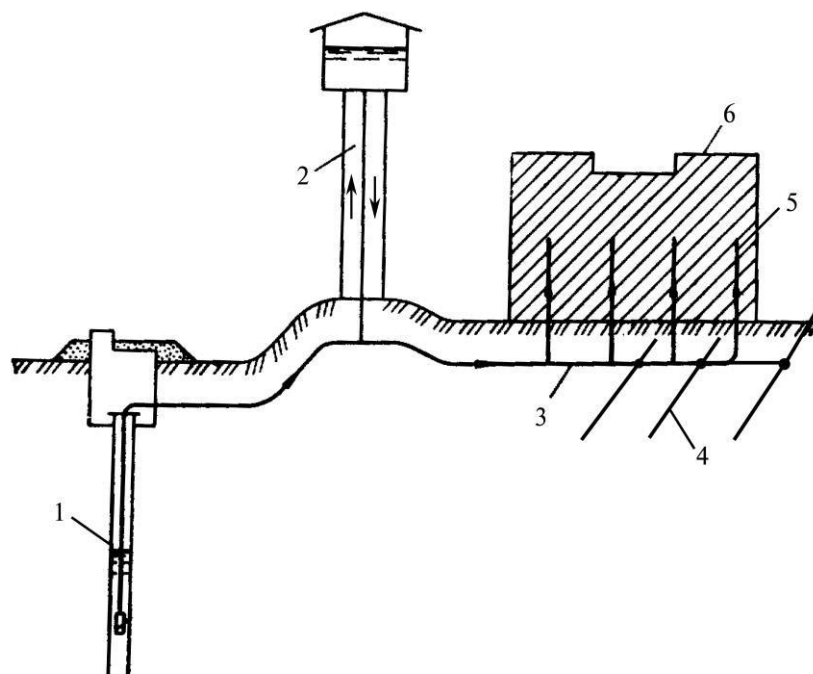


Рисунок 7.23 – Схема системи водопостачання з підземним джерелом води: 1 – водозабірний вузол; 2 – водонапірна башта; 3 – транспортуючий трубопровід; 4 – розвідна (зовнішня) водопровідна мережа; 5 – внутрішня водопровідна мережа; 6 – об'єкт водопостачання

У практиці сільського водопостачання використовують також групові водопроводи, які забезпечують водою одразу кілька населених пунктів. Така схема показана на рис. 7.24. У цьому випадку вода подається від вузла головних споруд по напірних водоводах до резервуарів чистої води, насосних станцій підкачки та водонапірних башт, а далі — до окремих сіл. Групові водопроводи будують там, де доцільніше створити одне потужніше джерело водозабору і централізовано подавати воду кільком споживачам, ніж споруджувати для кожного окрему систему. Джерелом води для таких систем можуть бути як підземні, так і поверхневі води.

Важливими елементами системи водопостачання є водозабірні вузли. Вони призначені для забирання води з джерела водопостачання. Конструкція водозабірних вузлів залежить від типу джерела: міжпластові підземні води забирають за допомогою свердловин, а ґрунтові — за допомогою шахтних

колодязів. При виборі місця розташування водозабору враховують відстань до споживачів, природні, економічні, гідрогеологічні та санітарні умови. Отже, водозабірний вузол є початковою і дуже відповідальною ланкою всієї системи, оскільки саме він визначає стабільність і безпечність подачі води.

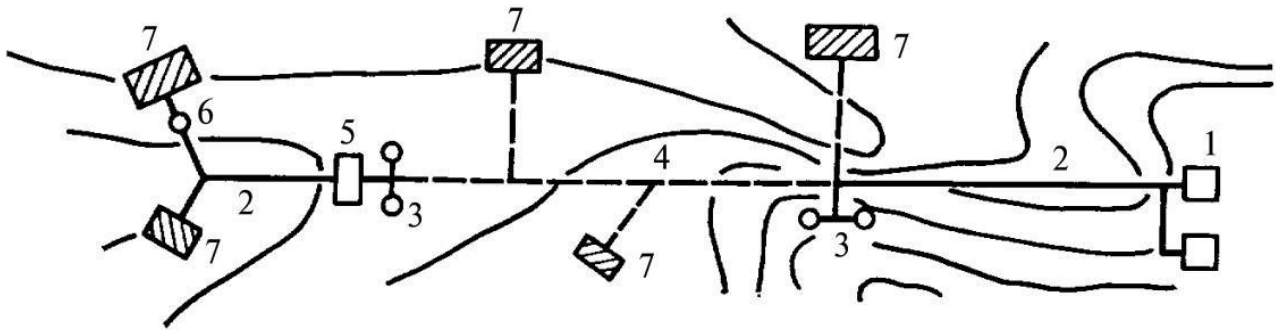


Рисунок 7.24 – Схема групового водопроводу:  
 1 – вузол головних споруд; 2 – нагнітальний напірний водовід; 3 – резервуари чистої води;  
 4 – самотічний напірний водовід; 5 – насосна станція підкачки; 6 – водонапірна башта;  
 7 – села

Не менш важливе значення мають водопровідні насосні станції та напірно-регулюючі споруди. Насосні станції забезпечують підйом і транспортування води, а водонапірні башти та резервуари вирівнюють нерівномірність водоспоживання, створюють необхідний тиск у мережі та формують запас води. У підручнику підкреслено, що в системах сільськогосподарського водопостачання водонапірні башти можуть розміщуватися як на початку водопровідної мережі, так і в її кінці; в останньому випадку така башта називається контррезервуаром. У практиці нерідко застосовують дві, три і більше башт, якщо цього вимагають умови місцевості та конфігурація мережі. Це ще раз підтверджує, що система водопостачання повинна бути гнучкою і враховувати особливості конкретного об'єкта.

## 7.6. Гідромеліорація

Гідромеліорація належить до сільськогосподарських меліорацій і призначена для регулювання водно-повітряного режиму ґрунтів з метою високоєфективного використання земель. Отже, це водна меліорація, яка, впливаючи передусім на водний режим ґрунту, одночасно змінює його повітряний, тепловий і мікробіологічний режими, а в кінцевому підсумку — родючість. Покращення водно-повітряного режиму ґрунтів здійснюється двома основними способами: зрошенням і осушенням земель.

Зрошення сільськогосподарських культур — це штучне поповнення нестачі природної вологи в ґрунті для забезпечення високих і сталих урожаїв. Воно застосовується на територіях недостатнього і нестійкого природного зволоження. Режим зрошення характеризується строками і нормами поливів. Основними технічними показниками є поливна і зрошувальна норми, причому зрошувальна норма визначається як загальна кількість води, що подається на один гектар за весь період вегетації. Зрошення здійснюється за допомогою зрошувальних систем. Зрошувальна система являє собою водогосподарське підприємство, до складу якого входять водозабірні споруди, магістральні та

внутрішньогосподарські канали або трубопроводи, регулюючі, водорозподільні та допоміжні споруди. Схема осушувальної мережі та робота дощувальних машин показані на рис. 7.25.

Механізація зрошення має важливе значення для сучасного землеробства. Поверхневий полив залишається відносно мало механізованим, що певною мірою стримує його широке застосування. Полив по борознах використовують переважно для просапних культур, а полив по смугах — для культур суцільного посіву. Недоліком таких способів є значна трудомісткість. Більш сучасними є дощування і краплинне зрошення. У підручнику підкреслено, що краплинне зрошення є найбільш ефективним і сучасним видом зрошення, оскільки забезпечує економію води на 50–70 % порівняно з традиційними способами, дає можливість одночасно вносити добрива і засоби захисту рослин та створює сприятливі умови для росту культур. Наведені також приклади сучасних дощувальних машин і схем їх роботи.

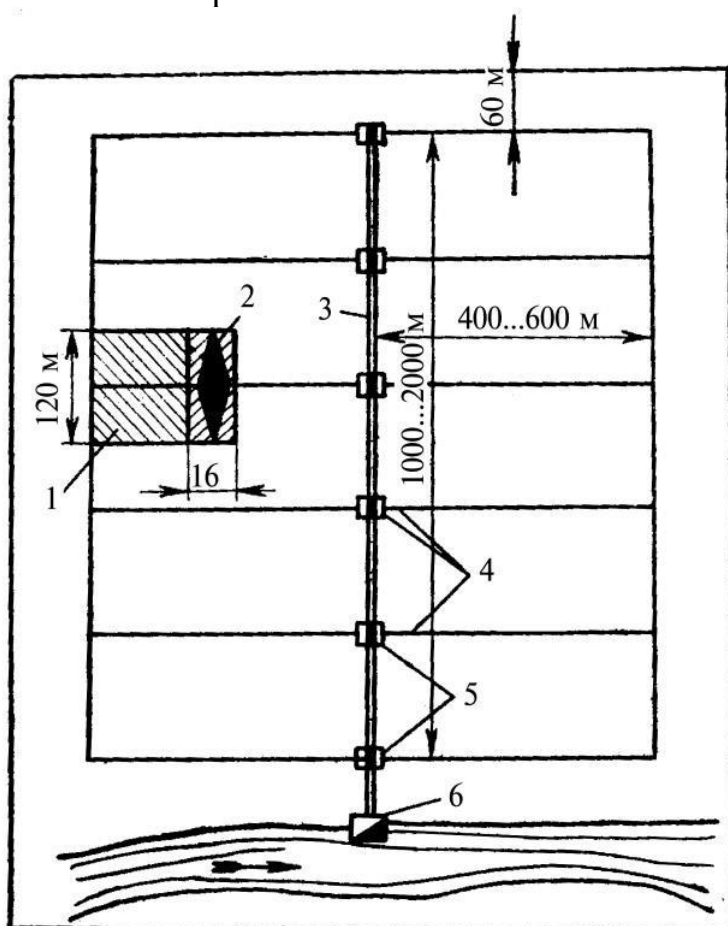


Рисунок 7.25 – Схема зрошувальної мережі та схема роботи дощувальної машини

Осушувальні меліорації застосовуються на територіях з надлишковим природним зволоженням. Осушення земель — це видалення надлишку вологи з ґрунтів і регулювання їх водного режиму в межах шару поширення кореневої системи рослин. Режим осушення характеризується нормами і строками проведення заходів, спрямованих на підтримання оптимального водно-повітряного стану ґрунтів. Його основними показниками є аерація ґрунту, його вологість, норма осушення, критична глибина залягання ґрунтових вод і допустима тривалість затоплення. У підручнику зазначено, що вологість ґрунту

має бути в межах 50–80 % від польової вологоємності, а аерація — 20–40 % від пористості ґрунту.

Осушення територій здійснюється за допомогою осушувальних систем. Осушувальна система — це територія, обладнана комплексом інженерних споруд і пристроїв, які забезпечують покращення водного режиму перезволожених земель. До її складу входять регулююча, огорожувальна і провідна мережі, водоприймач, гідротехнічні споруди, дорожня мережа, лісосмуги та інші елементи. Схема такої системи показана на рис. 7.26. Осушувальні системи поділяються на відкриті, закриті і комбіновані; за способом відведення води вони бувають самотічними, з машинним водопідйомом і змішаними; за характером дії — односторонніми та двосторонніми, тобто осушувально-зволожувальними. На сучасному етапі переважно проектують і будують закриті осушувальні системи.

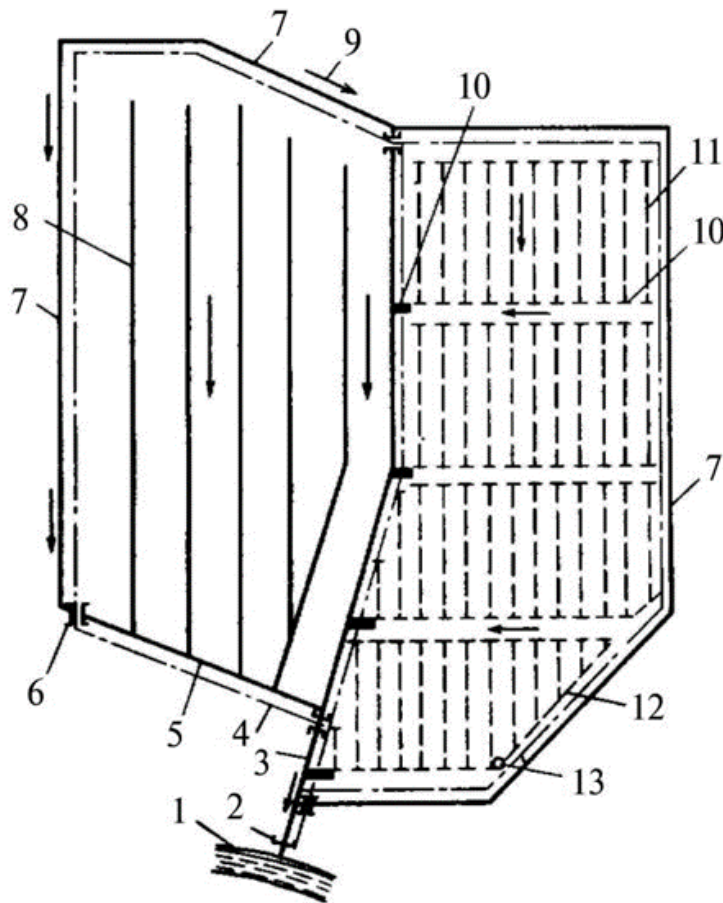


Рисунок 7.26 – Схема осушувальної системи: 1 – водоприймач; 2 – шлюз-регулятор; 3 – магістральний канал; 4 – дорога; 5 – відкритий колектор; 6 – переїзд; 7 – нагірно-ловча канава; 8 – осушувачі; 9 – напрямок течії води; 10 – гирло закритого колектора; 11 – дрена; 12 – закритий колектор; 13 – колодязь

Отже, гідромеліорація є важливою складовою раціонального використання земельних ресурсів. У посушливих районах вона забезпечує штучне зволоження ґрунтів, а в перезволожених — відведення надлишкової води. Саме завдяки поєднанню зрошувальних і осушувальних заходів створюються оптимальні умови для росту сільськогосподарських культур, підвищення врожайності та стабільного використання земель у різних природно-кліматичних умовах.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гідравліка : навч.-метод. посібн. / О. В. Дмитрієнко, Н. М. Фатєєва, О. М. Фатєєв, Н. Г. Шевченко. – Харків: НТУ «ХП», 2024. – 117 с. Режим доступу: <https://repository.kpi.kharkov.ua/items/5edfc9c6-0497-4d58-be1c-787fc04c5545> .
2. Гідравліка : підручник / О. В. Ратушний, О. Г. Гусак. – 2-ге вид., переробл. – Суми : Сумський державний університет, 2022. – 251 с. Режим доступу: [https://essuir.sumdu.edu.ua/handle/123456789/89403?utm\\_source=chatgpt.com](https://essuir.sumdu.edu.ua/handle/123456789/89403?utm_source=chatgpt.com)
3. Гідравліка і сільськогосподарське водопостачання : методичні вказівки до лабораторних робіт для студентів всіх форм навчання за спеціальності 208 Агроінженерія / [уклад. :Т. В. Руденко, Ю. В.. Кулешков] : Мін-во освіти та науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т, каф. Експлуатації та ремонту машин. – Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - 35 с. Режим доступу: <https://dspace.kntu.kr.ua/items/57f91b44-da83-4b4d-99b7-1192cd9eea73>
4. Корець М. С. Гідравліка, пневматика, термодинаміка: навч. посіб. Київ: Вид-во НПУ ім. М. П. Драгоманова, 2020. 323 с.
5. Колісніченко Е. В., Мандрика А. С., Панченко В. О. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: конспект лекцій. Суми: СумДУ, 2021. 176 с.
6. Цехмістро Л. М., Яковлева Л. К., Дмитрієнко О. В., Шевченко Н. Г., Фатєєва Н. М., Фатєєв О. М. Гідравліка: навч. посіб. Харків: НТУ «ХП», 2020. 122 с.
7. Дранковський В. Е., Миронов К. А., Фатєєва Н. М., Рєзва К. С., Крупа Є. С. Технічна термодинаміка, гідравліка і гідромашини: навч. посібник у 2 ч. Ч. 1: Технічна термодинаміка та гідростатика. Харків: НТУ «ХП», 2020. 194 с.
8. Дранковський В. Е., Миронов К. А., Фатєєва Н. М., Рєзва К. С., Крупа Є. С. Технічна термодинаміка, гідравліка і гідромашини: навч. посібник у 2 ч. Ч. 2: Гідродинаміка та гідравлічні машини. Харків: НТУ «ХП», 2020. 223 с.
9. О.П.Герасимчук, О.Л.Ткачук, В.С. Пуць, А.І. Охремів. Отримання текстильного волокна з хвої за допомогою машини для м'яття з гідравлічним притисканням. Наукові нотатки, 77. 2024. 120-124 / URL: <https://doi.org/10.36910/775.2415396>
10. Herasymchuk O. P., Tkachuk O. L., Volianskyi V. O. Implementation of integrated machine-technological systems for harvesting and processing Scots pine needles [Електронний ресурс] // Наукові нотатки : міжвузів. зб. наук. пр. – Луцьк : Луцький національний технічний університет, 2025. – Вип. 81. – С. 127–133. – Режим доступу: [http://eforum.lntu.edu.ua/index.php/naukovi\\_notatky](http://eforum.lntu.edu.ua/index.php/naukovi_notatky)
11. Festo FluidSIM Student [Електронний ресурс] : демоверсія програмного забезпечення для моделювання пневматичних і гідравлічних схем. – Режим доступу: <https://www.festo-didactic.com/int-en/learning-systems/software/fluid-sim/>.
12. Amatrol – Basic Hydraulic Virtual Trainer [Електронний ресурс] : інтерактивний симулятор гідравліки з автоперевіркою вправ. – Режим доступу: <https://amatrol.com/product/basic-hydraulics/>.

## ДОДАТОК. ФІЗИЧНІ ВЕЛИЧИНИ І ЇХ ОДИНИЦІ ВИМІРЮВАННЯ

### Короткий історичний огляд

Історія одиниць фізичних величин починається з історії мір і ваг. За три тисячі років до н.е. в Єгипті вже використовувались досить точно встановлені одиниці довжини, площі і ваги.

Майже за дві тисячі років до н.е. в древній Передній Азії отримала широке розповсюдження шумеро-вавілонська система мір і ваг.

В Греції одиниці довжини і ваги використовувались з VI ст. до н.е., на Русі – з XI ст. н.е.

Цікавим є той факт, при виборі одиниць довжини в основному користувались одним і тим же джерелом – розмірами людського тіла. Починаючи з Давнього Єгипту і закінчуючи Росією, використовували одиницю під назвою лікоть. Майже скрізь використовували в якості одиниць довжини ширину великого пальця і довжини ступні (англійський дюйм і фут).

Кратні і частинні одиниці утворювались шляхом невеликих множників (2, 3, 4). В подальшому поширення набули множник 12 і кратні йому 24 та 60. В третьому тисячолітті до н.е. шумери створили шестидесятирічну систему числення. На її основі виникла шумеро-вавілонська система мір і ваг. Зокрема, годину поділили на 60 хвилин, хвилину – на 60 секунд. Аналогічно був поділений і кутовий градус. В подальшому поширилась десяткова система числення. Проте поділ діб на години, годин на хвилини, хвилин на секунди, залишився і в наш час, що погано сумісно з десятковою системою числення і порушує гармонію сучасних систем одиниць.

Різнобій і хаос в системі мір і ваг ускладнювали торгівлю як в межах окремих держав, так і в міжнародному масштабі. Потреба в встановленні узаконених мір ваг була дуже важлива. Вони вводились поступово, в першу чергу в найбільш розвинутих країнах. В Англії, в XVII ст. були встановленні англійські міри, що без якогось змін діяли до нашого часу (табл. 1).

Таблиця 1

Деякі англійські міри

Міра	Співвідношення з одиницею системи СІ
дюйм	25,4 мм
калібр=0,01 дюйма	0,254 мм
фут=12 дюймів	0,3048 м
ярд=3 фута	0,9144 м
миля	1609,344 м
миля морська	1852 м
лье=3 морські милі	5556 м
акр	4046,856 м <sup>2</sup>
Міра	Співвідношення з одиницею системи СІ
унція рідинна (Великобрит.)	28,4133 см <sup>2</sup>
унція рідинна (США)	29,5738 см <sup>2</sup>
галон імперський (Вел.)	4,546087 л
галон сухий (США)	4,404884 л
барель сухий (США)	115,628 л
барель нафтовий (США)	158,9873 л
барель сухий (Великобрит.)	163,659 л
крат	0,2 г

унція	28,34952 г
фут торговий	0,4535924 кг

Давні російські міри в ваги приведенні в табл. 2.

Таблиця 2

Деякі давні російські міри та ваги

Міра	Співвідношення з одиницею системи СІ
аршин	0,7112 м
сажень= 3 аршина	2, 1336 м
десятина (тридцятка)	1,09254 га
десятина (сороковка)	1,45672 га
шкалик, осьмушка	0,0615 л
чарка=2 шкалика	0,123 л
бутилка водочна= 5 чарок	0,615 л
бутилка винна= 5/4 бутылки водочної	0,769 л
штоф, кружка= 2 бутылки водочні	1,23 л
четверть=5 бутылок	3,075 л
відро=10 штофів	12,3 л
бочка=40 відер	492 л
пуд	16,3805 кг

Метрична система була розроблена і введена під час Великої французької революції. В 1789 році була створена спеціальна комісія під керівництвом Лапласа, яка вирішила прийняти в якості одиниці довжини одну десятимільйонну частину четверті довжини парижського меридіану (метр, від грецького слова, що означає міра). За одиницю ваги була прийнята вага одного кубічного сантиметра води при температурі 4° – температурі її найбільшої щільності. Цю одиницю назвали грамом. В якості одиниці часу прийняли секунду, визначену як 1/86400 частину середньої сонячної доби. Проект Метричної системи був затверджений Національними зборами Франції 30 березня 1791 р. Після цього механіком Ленуаром були виготовленні платинові еталони метра і кілограма.

20 травня 1875 року сімнадцять держав, в тому числі і Російська імперія, підписали метричну конвенцію, Було створене Міжнародне бюро мір і ваг і за 10 років виготовлено 30 еталонів метра.

На I Генеральній конференції мір і ваг в 1889 р. створенні еталони були розподіленні між державами, що підписали конвенцію.

Метрична система в даний час прийнята переважною більшістю країн. Виключення становили США, Англія, Індія і Канада, але й вони прийняли законодавчі акти про перехід на метричну систему.

В 1832 році Гаусс сформував наукові основи побудови системи одиниць. В якості основних одиниць він вибрав міліметр, міліграм і мілісекунду. Пізніше Британський комітет по еталонам електричного опору створив на основі системи одиниць Гауса систему СГС (сантиметр-грам-секунда). Ця система одиниць породила ціле сімейство систем СГСМ, СГСЕ СГСФ і.т.д.

В 1901 р. італійський інженер Джорджі запропонував систему одиниць МКС, в якій за основні одиниці прийнято метр, кілограм і секунда. Ці одиниці були вибрані з таким розрахунком, щоб утворенні на їх основі одиниці енергії і потужності співпадали по розміру з практичними одиницями – джоулем і

ватом. Додавши ще одну основну одиницю – ампер, отримали систему електричних і магнітних величин МКСА. Шляхом введення одиниці термодинамічної температури – кельвіна отримали систему теплових одиниць МКСК, одиниці сили світла – кандели – систему світлотехнічних величин.

В 1919 р. у Франції узаконена система МТС (метр-тонна-секунда), яка діяла в СРСР з 1933 по 1955 рр.

Широкого поширення в певний період отримала технічна система одиниць МКГСС, з основними одиницями метр, кілограм-сила, секунда.

Отже, уніфікація одиниць на основі Метричної системи, в подальшому змінилася появою і поширенням різноманітних систем одиниць.

В 1960 р. на XI Генеральній конференції по мірам і вагам (ГКМВ) було прийнято наступні рішення:

1. Присвоїти системі, що основана на шестиосновних одиницях (метр, кілограм секунда, ампер, градус Кельвіна і кандела) назву Міжнародної системи одиниць.

2. Встановити міжнародну скорочену назву цієї системи SI \*(Systeme International)

3. Ввести таблицю приставок для утворення десяткових кратних і частинних одиниць.

4. Утворити 27 похідних одиниць Міжнародної системи, з можливістю додання в майбутньому інших величин.

Пізніше в Міжнародну систему була введена сьома основна одиниця – моль – одиниця кількості речовини та найменування градус кельвіна замінене на «кельвін».

#### Міжнародна система одиниць СІ.

Міжнародна система одиниць побудована на наукових принципах Гауса. Сім одиниць в цій системі вибрані як основні і дві додаткові. Основною одиницею вимірювання є одиниця вимірювання фізичної величини, вибрана певним чином довільно при побудові системи, при цьому ця фізична величина умовно прийнята в якості незалежної від інших фізичних величин цієї системи (табл. 3).

Таблиця 3

Основні і додаткові одиниці системи СІ

Назва фізичної величини	Позначення фізичної величини	Одиниці вимірювання в системі СІ	Визначення одиниці вимірювання
Основні одиниці			
довжина	$l$	м (m)	Метр дорівнює довжині шляху, що проходить світло у вакуумі за інтервал часу $1/2999\ 792\ 458$ с (XVII ГКМВ 1983 р.)
маса	$m(M)$	кг (kg)	Кілограм рівний масі міжнародного прототипу кілограма (I ГКМВ 1889 р.)
час	$t(\tau)$	с (s)	Секунда рівна $919263\ 1770$ періодам випромінювань, що відповідають переходу між двома свертонними рівнями основного стану атома цезія-133 (XIII ГКМВ 1967 р.)

температура	$T$	К	Кельвін рівний $1/273,16$ частині термодинамічної температури тройної точки води (XIII ГКМВ 1967 р.)
Сила електричного струму	$I$	А	Ампер рівний силі незміноного струму, який при проходженні по двох паралельних прямолінійних провідниках безкінечної довжини і дуже малої площі поперечного перерізу, розміщених в вакуумі на відстані 1 м один від одного, визвав би на кожній ділянці провідника довжиною 1 м силу взаємодії рівну $2 \cdot 10^{-7} \text{ Н}$ (IX ГКМВ 1948 р.)
Кількість речовини	$N$	моль (mol)	Моль рівний кількості речовини системи, що містить стільки ж структурних елементів, скільки в вуглеці-12 масою 0,012 кг (XIV ГКМВ 1971 р.)
Сила світла	$J$	кд (kd)	Кандела рівна силі світла в заданому напрямку джерела, що випускає монохромне випромінювання частотою $540 \cdot 10^{12}$ Гц, енергетична сила світла якого в цьому напрямку становить $1/683 \text{ Вт/ср}$ (XVI ГКМВ 1979 р.)
Додаткові одиниці			
Плоский кут		рад (rad)	Радіан рівний куту між двома радіусами кола довжина дуги між якими рівна радіусу
Тілесний кут	<i>стерадіан</i>	ср (sr)	Стерадіан рівний тілесному куту з вершиною в центрі сфери, що вирізає на її поверхні площу, рівну площі квадрата зі стороною, що рівний радіусу сфери.

Похідною одиницею вимірювання називається одиниця вимірювання фізичної величини, що утворена за певною залежністю із інших одиниць даної системи. Фізичні величини та константи, що використовуються при вивченні курсу гідравліки, приведенні в табл. 4.

Таблиця 4

Фізичні величини та константи, що застосовуються при вивченні гідравліки

Назва фізичної величини	Позначення фізичної величини	Одиниці вимірювання в системі СІ
площа	$S(A, \omega)$	$\text{м}^2$
об'єм	$V(W)$	$\text{м}^3$
частота	$n$	Гц
кутова швидкість	$\omega$	рад/с
кутове прискорення	$\varepsilon$	рад/с <sup>2</sup>
швидкість	$v$	м/с

прискорення	<b>a</b>	м/с <sup>2</sup>
прискорення вільного падіння	<b>g = 9,81</b>	м/с <sup>2</sup>
сила	<b>F(P)</b>	Н
сила Архімеда	<b>F<sub>a</sub></b>	Н
вага	<b>G(P)</b>	Н
питома маса	<b>ρ</b>	кг/м <sup>3</sup>
питома вага	<b>γ</b>	Н/м <sup>3</sup>
момент сили	<b>M</b>	Н·м
потужність	<b>N</b>	Вт
тиск	<b>p</b>	Па
атмосферний тиск	<b>p<sub>a</sub> = 98000</b>	Па
напруження	<b>σ</b>	Па
напруження (дотичні)	<b>τ (таυ)</b>	Па
об'ємний коефіцієнт стиснення	<b>β<sub>p</sub> (β<sub>ω</sub>)</b>	Па <sup>-1</sup>
модуль пружності	<b>E(E<sub>0</sub>, K)</b>	Па
температурний коефіцієнт розширення	<b>β<sub>t</sub></b>	град <sup>-1</sup>
газова стала	<b>R</b>	Дж/кг·К
універсальна газова стала	<b>R<sub>0</sub>(R) = 8,317</b>	Дж/моль·К
Динамічна в'язкість	<b>μ(η) (мю)</b>	Па·с( кг/м·с)
кінематична в'язкість	<b>ν(ню)</b>	м <sup>2</sup> /с
витрата	<b>Q</b>	м <sup>3</sup> /с
геометрична висота	<b>z</b>	м
ширина	<b>b</b>	м
довжина	<b>l</b>	м
висота, п'єзометрична висота	<b>h</b>	м
змочений периметр	<b>χ (П)</b>	м
Назва фізичної величини	Позначення фізичної величини	Одиниці вимірювання в системі СІ
гідравлічний радіус	<b>R</b>	м
повний напор	<b>H</b>	м
поздовжні гідравлічні втрати напору	<b>h<sub>l</sub></b>	м
місцеві гідравлічні втрати напору	<b>h<sub>m</sub></b>	м
сумарні гідравлічні втрати напору	<b>∑h<sub>вт</sub></b>	м
діаметр	<b>d, D</b>	м
гідравлічний діаметр	<b>d<sub>Г</sub></b>	м
еквівалентна шорсткість	<b>Δ<sub>e</sub></b>	м
коефіцієнт Коріоліса	<b>α</b>	-
число Рейнольдса	<b>Re</b>	-
Критичне число Рейнольдса	<b>Re<sub>кр</sub> = 2320</b>	

гідрравлічний коефіцієнт тертя (коефіцієнт Дарсі)	$\lambda$	–
коефіцієнт місцевого опору	$\zeta$ (дзета) $\xi$ (ксі)	–

Крім основних одиниць система СІ допускає утворення кратних та частинних одиниць, шляхом множення на  $10^n$ . (табл. 5).

Таблиця 5

Множники і приставки для утворення кратних і частинних одиниць

Множник	Приставка	Множник	Приставка
$10^{12}$	Т(тера)	$10^{-1}$	д(деци)
$10^9$	Г(гіга)	$10^{-2}$	с(санти)
$10^6$	М(мега)	$10^{-3}$	м(мілі)
$10^3$	к(кіло)	$10^{-6}$	мк(мікро)
$10^2$	г(гекто)	$10^{-9}$	н(нано)
10	да(дека)	$10^{-12}$	п(піко)

Для зниження ймовірності помилок при розрахунках необхідно підставляти десяткові кратні і частинні одиниці лише в кінцевий результат, а в процесі розрахунків замінювати їх степенями числа 10. Вибирати приставки рекомендується таким чином, щоб величина знаходилась в діапазоні від 0,1 до 1000.

В назві однієї із основних одиниць системи СІ – одиниці маси – уже використовується приставка «кіло». В зв'язку з цим утворення кратних і частинних одиниць по відношенню до маси здійснюється приєднанням приставок до назви не основної одиниці – кілограма, а одиниці грама.

Правила використання найменувань і позначень:

1. Найменування одиниці, утвореної як добуток одиниць, пишеться через дефіз, а її позначення – через крапку. Схиляється при цьому останнє найменування.

2. В найменуванні одиниці, утвореної як відношення одиниць, пишеться прийменник «в», якщо характеризують швидкість протікання процесу, прийменник «на» у всіх інших випадках через дефіз, а її позначення – через крапку. Схиляється при цьому останнє найменування.

3. Буквені позначення одиниць друкуються прямим шрифтом без точки як знака скорочення.

4. На табличках, шкалах і щитках застосовуються лише міжнародні позначення фізичних величин

Г36

**Гідравліка, гідро- та пневмоприводи** [текст]: конспект лекцій для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти освітньої програми «Агроінженерія» галузі знань Н Сільське, лісове, рибне господарство та ветеринарна медицина спеціальності Н7 Агроінженерія денної та заочної форм навчання / уклад. О.П.Герасимчук. – Луцьк : ЛНТУ, 2025. 152 с.

Комп'ютерний набір  
Редактор

О.П.Герасимчук  
О.П.Герасимчук

Підп. до друку \_\_\_\_\_ р.  
Формат 60x84/16. Папір офс. Гарнітура Times New Roman  
Ум. друк. арк. 9,75. Обл.-вид. арк. 7