

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**«ЗАПОРІЗЬКА ПОЛІТЕХНІКА»**

О. М. Артюх, О. В. Дударенко  
В. В. Кузьмін, А. Ю. Сосик  
А. В. Щербина

**ГІДРАВЛІКА МАШИНОТРАКТОРНИХ**  
**АГРЕГАТІВ**

Навчальний посібник

Запоріжжя • НУ «Запорізька політехніка» • 2021

УДК 629.33.03(075.8)

Г46

*Рекомендовано до друку Вченою радою  
Національний університет «Запорізька політехніка»  
(Протокол № 3 від 6.12.2021 р.)*

**Рецензенти:**

*Сахно В. П.* – д.т.н., професор, академік Транспортної академії України, Заслужений працівник освіти України, завідувач кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету (м. Київ).

*Панченко А. І.* – д.т.н., професор, завідувач кафедри «Мехатронні системи та транспортні технології» Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного.

*Воронін С. В.* – д.т.н., професор, завідувач кафедри «Машинобудування та технічний сервіс машин» Українського державного університету залізничного транспорту.

Г46 Гідравліка машинотракторних агрегатів : навч. посіб. /  
О. М. Артюх, О. В. Дударенко, В. В. Кузьмін та ін.  
Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 160 с.  
ISBN 978-617-529-337-9

Навчальний посібник призначений для набуття студентом теоретичних знань з принципів та загальних положень об'ємного гідروприводу. В посібнику наведено основні відомості про гідромашини, гідроапаратуру, фільтри робочої рідини, що використовуються в гідроприводах машинотракторних агрегатів. Посібник призначений для студентів які навчаються за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування.

УДК 629.33.03(075.8)

ISBN 978-617-529-337-9

© Національний університет  
«Запорізька політехніка», 2021  
© Артюх О. М., Дударенко О. В.,  
Кузьмін В. В., Сосик А. Ю.,  
Щербина А. В., 2021

# ЗМІСТ

	Стор.
Вступ.....	5
1 Основні відомості про експлуатаційні рідини гіросистем.....	6
1.1 Загальні відомості про робочі рідини гіросистем.....	6
1.2 Характеристики робочої рідини.....	10
1.3 Визначення експлуатаційних властивостей робочих рідин.....	15
1.4 Класифікація робочих рідин.....	17
2 Об'ємний гідропривод.....	21
2.1 Загальні відомості та принцип дії об'ємного гідроприводу.....	21
2.2 Класифікація об'ємного гідроприводу.....	25
2.3 Гідравлічні машини.....	28
2.4 Шестерінчасті гідромашини.....	35
2.4.1 Шестерінчасті насоси.....	35
2.4.2 Героторні насоси.....	40
2.4.3 Роторно-гвинтові насоси.....	41
2.4.4 Шестерінчасті гідромотори.....	43
2.5 Пластинчасті гідромашини.....	44
2.6 Аксіально-поршневі гідромашини.....	50
2.7 Радіально-поршневі гідромашини.....	58
2.8 Гідроциліндри (лінійні гідродвигуни).....	62
2.9 Поворотні гідро двигуни.....	73
3 Прилади управління та регулювання.....	77
3.1 Гідравлічні розподільники.....	77
3.1.1 Характеристики гідророзподільників.....	80
3.1.2 Золотниковий гідророзподільник.....	83
3.1.3 Кранові гідророзподільники.....	88
3.1.4 Клапанні гідророзподільники.....	89
3.1.5 Порівняння золотникових і клапанних гідророзподільників.....	90
3.2 Гідравлічні дроселі та регулятори потоку.....	92
3.3 Гідравлічні клапани.....	97
3.3.1 Запобіжні та переливні клапани.....	102

3.3.2 Редукційні клапани.....	107
3.3.3 Зворотні клапани.....	115
3.3.3.1 Найпростіші зворотні клапани.....	116
3.3.3.2 Гідрозамки (керовані зворотні клапани).....	118
3.3.3.3 Клапани наповнення (антікавітаційні клапани).....	123
3.3.4 Гальмівні клапани.....	124
3.3.5 Гідравлічні клапани співвідношення витрат.....	132
4 Моделювання робочих процесів гідравлічних систем.....	135
4.1 Загальні відомості.....	135
4.2 Робочий простір AMESIM.....	142
4.2.1 Головне вікно.....	143
4.2.2 Рядок меню.....	145
Література.....	154

## ВСТУП

Історія гідравлічного приводу починається з середини XIX століття, коли в промисловості набули поширення гідравлічні преси, гідропідйомні механізми, гідроаккумулятори. Потім були розроблені гідромотори та об'ємні гідропередачі, а у 1902 р. була запропонована перша конструкція гідродинамічної передачі.

Неможливо уявити спеціалізовані транспортні засоби (сільськогосподарського призначення, будівельні, рятувальні та інші машини) без гідропередач. Гідросистеми малої потужності використовуються для обслуговування навісного обладнання тракторів, обслуговування активних робочих органів ґрунтообробних і збиральних машин та ін.

В даний час намітилася тенденція до переходу на більш високий тиск рідини в гідроприводах, що дозволяє зменшити їх масу і габарити. Сучасні гідравлічні двигуни, контрольно-регулюючі та інші елементи розраховані на робочий тиск 16-20 МПа. Мінеральні оливи, які застосовуються, як робочі рідини під час роботи гідроприводів швидко старіють і викликають корозію деталей. Також під час роботи гідроприводів збільшується температура робочої рідини, що вимагає створення нових їх сортів і вдосконалення ущільнень, внесення конструктивних елементів в конструктивні форми гідроелементів.

При існуючих масштабах виробництва та застосування засобів гідроприводу стає необхідним вирішення проблем уніфікації, функціональної взаємозамінності гідроприводів, що є основою створення нового покоління гідрофікованих транспортних засобів.

Гідравлічна енергія потоку робочої рідини створюється завдяки роботі насосів, що перетворюють енергію, яка отримується від механічних чи електричних засобів. Гідромотори, гідродвигуни та гідроциліндри гідравлічну енергію потоку рідини перетворюють на механічну роботу вихідних ланок.

Гідравлічним приводом називають механізм, що передає рух за допомогою рідини.

# 1 ОСНОВНІ ВІДОМОСТІ ПРО ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ РІДИНИ ГІДРОСИСТЕМ

## 1.1 Загальні відомості про робочі рідини гідросистем

Рідиною в гідравліці називають фізичне тіло, здатне змінювати свою форму при впливі на неї будь-яких малих сил. В гідравлічному приводі рідина використовується як носій енергії. Робочі рідини призначені для передачі енергії від насоса по трубопроводах до гідродвигунів, від вхідної ланки (вала насоса) до вихідного (вал гідродвигуна). Крім того, вони забезпечують змащення поверхонь тертя, захист деталей гідроустаткування від корозії, відведення тепла і видалення продуктів зносу з зон тертя, при цьому рідина піддається впливу високих тисків, швидкостей і температур.

Робочі рідини гідроприводів повинні мати високий індекс в'язкості, мати гарну змащувальну здатність, а також фізичну, механічну і хімічну стабільність характеристик при зберіганні і тривалій експлуатації; не повинні руйнуватися, псуватися і впливати на елементи гідроприводу. Рідина повинна бути нейтральною до матеріалів, бути пожаробезпечною і нетоксичною. Значною мірою цим вимогам задовольняють мінеральні оливи і синтетичні рідини на кремнійорганічній основі.

В якості робочих рідин в гідравлічному приводі застосовують мінеральні оливи, водомасляні емульсії, суміші та синтетичні рідини. Вибір типу і марки робочої рідини визначається:

- призначенням;
- ступенем надійності;
- умовами експлуатації гідроприводів машин.

*Мінеральні оливи* отримують в результаті переробки високоякісних сортів нафти з введенням в них присадок, що поліпшують їх фізичні властивості. Присадки додають в кількості 0,05%–10%. Розрізняють присадки: антиокислювальні, в'язкі, протизносні, що знижують температуру застигання рідини, антипінні тощо. Вони можуть бути також багатофункціональними, тобто впливати на кілька фізичних властивостей відразу.

*Водомасляні емульсії* являють собою суміші води і мінерального оливи в співвідношеннях 100:1, 50:1 тощо. Мінеральні оливи в емульсіях служать для зменшення корозійного впливу робочої рідини і збільшення здатності змащення. Емульсії використовують в гідросистемах машин, що працюють в пожежа небезпечних умовах і в машинах, де потрібна велика кількість робочої рідини (наприклад, в гідравлічних пресах); їх застосування обмежене низькими і високими (до 60°C) температурами.

*Суміші* різних сортів мінеральних олив між собою, з гасом, гліцерином тощо застосовують в гідросистемах високої точності, а також в гідросистемах, що працюють в умовах низьких температур.

*Синтетичні рідини* на основі силіконів, хлор- і фторвуглецевих з'єднань, поліфенолових ефірів тощо – негорючі, стійкі до дії хімічних елементів, мають стабільність в'язкостних характеристик в широкому діапазоні температур.

Останнім часом, незважаючи на високу вартість синтетичних рідин, вони знаходять все більше застосування в гідроприводах машин загального призначення.

Вибір робочих рідин для гідросистеми машини визначається:

- діапазоном робочих температур;
- тиском в гідросистемі;
- швидкостями руху виконавчих механізмів;
- характеристиками конструкційних матеріалів і ущільнень;
- особливостями експлуатації машини (на відкритому повітрі або в приміщенні, умовами зберігання машини, можливостями засмічення тощо).

Діапазон робочих температур, що рекомендуються, знаходять по в'язкостним характеристикам робочих рідин.

Верхня температурна межа для обраної робочої рідини визначається допустимим збільшенням витоків і зниженням об'ємного ККД, міцністю плівки робочої рідини, а нижня – працездатністю насоса, яка характеризується повним заповненням його робочих камер або межею прокачуваності рідини насосом.

При безгаражному зберіганні машин в зимовий час в'язкість рідин стає настільки високою, що в періоди пуску і розігрівання

гідросистеми насос якийсь час не прокачує робочу рідину. В результаті виникає «сухе» тертя рухомих частин насоса, кавітація, інтенсивний знос і вихід насоса з ладу. Таким чином, при застосуванні робочих рідин в умовах низьких температур, пуску гідроприводу в роботу повинен передуватиме підігрів робочої рідини.

Робочий тиск в гідросистемі і швидкість руху виконавчого механізму також є важливими показниками, що визначають вибір робочої рідини.

Витоки рідини підвищуються при збільшенні тиску, отже, було б краще застосовувати робочу рідину з підвищеною в'язкістю, але при цьому будуть збільшуватися гідравлічні втрати і знижуватися ККД гідроприводу. Аналогічний вплив справляє на робочу рідину швидкість руху виконавчих механізмів. В даний час немає науково обґрунтованих рекомендацій щодо вибору робочих рідин в залежності від тиску і швидкості руху виконавчого механізму. Проте відзначається прагнення при високих тисках застосовувати робочу рідину підвищеної в'язкості, а при низькому тиску – зниженої.

Тип робочої рідини, що застосовується в гідроприводі, визначається умовами його експлуатації. При виборі і застосуванні робочої рідини слід враховувати її експлуатаційні властивості. Робочу рідину вибирають також з урахуванням типу насосів і режимів їх експлуатації, сталості режиму гідроприводу і здатності зберігати мастильні властивості; також повинні бути виключені витоки при високих температурах і надмірні втрати при низьких.

Для гідроприводів самохідних машин марку оливи вибирають в залежності від вартості рідини, діапазону температур, тиску в гідросистемі, швидкості руху вихідних ланок гідродвигунів, кліматичних умов експлуатації та тривалості роботи гідроприводу протягом доби, а також від ступеня сумісності робочої рідини з конструкційним матеріалом і ущільненнями.

При роботі гідроприводу в широкому діапазоні температур рекомендується застосовувати літні і зимові сорти робочих рідин. Необхідно також після першого періоду роботи гідроприводу протягом 50–100 годин замінювати робочу рідину для її

фільтрації та очищення від продуктів зносу в початковий період експлуатації.

До робочих рідин, призначених для гідроприводів машин, експлуатованих на відкритому повітрі, пред'являються наступні основні вимоги.

Робоча рідина повинна бути чистою, не грубіше 13 класу (ДСТУ 17216:2004), мати хороші мастильні та антикорозійні властивості по відношенню до сталі, бронзи і алюмінієвих сплавів; високою протипінною стійкістю, що виключає утворення повітряно-масляної емульсії та відкладення смолистих осідань, які викликають облітерацію прохідних капілярних каналів і дросельних щілин в гідроустаткуванні; термічною і гідролітичною стабільністю в процесі експлуатації і зберігання.

Для забезпечення працездатності насосів в районах з холодним кліматом робоча рідина повинна мати температуру застигання на 10–15°C нижче можливої робочої температури, в'язкість при +50°C повинна бути не менше 10 мм<sup>2</sup>/с, при –40°C – не більше 1500 мм<sup>2</sup>/с, а також широкий температурний ліміт застосування згідно з умовою прокачуваності насосами різних типів. Кращою прийнято вважати таку робочу рідину, в'язкість якої мало змінюється при зміні температури.

Робоча рідина повинна забезпечувати стійку роботу. Не рекомендується змішувати між собою різні марки робочих рідин, в тому числі різні марки мінеральних олив. Це може привести до спінювання робочої рідини, що призведе до порушення роботи гідроприводу. Крім того, рекомендується використовувати з гідросистемою саме ту марку робочої рідини, яка рекомендується виробником гідрообладнання.

Наявність води в оливі допускається в кількості не більше 0,05%–0,1%, так як вода викликає корозію металу. Наявність води можна визначити наступним чином: наливають у пробірку 2–3 см<sup>3</sup> оливи, відстоюють кілька хвилин, поки не пропадуть бульбашки повітря, після чого оливу нагрівають, визначаючи на слух наявність невеликих вибухів (це пов'язано з появою водяної пари, коли в оливі різко скипають маленькі порції води).

Окислення оливи пов'язане з терміном його служби при нагріванні. Оптимальною робочою температурою оливи вважається 30–60°C. Наприклад, термін служби оливи при 90°C

знижується на 10% від терміну його служби при 60°C. Кисень, що знаходиться в оливі, вступає у взаємодію з вуглеводнем, олива темнішає, її в'язкість підвищується, продукти окислення перестають розчинятися в оливі, з'являється осад, це викликає залипання клапанів, підвищення тертя в підшипниках, золотниках, циліндрах насосів тощо.

Окислення також призводить до утворення кислот, що викликає корозію. Високі робочі температури прискорюють описані процеси. Слід ретельно стежити за станом робочої рідини, для чого і без лабораторних досліджень можна звернути увагу на запах і вигляд оливи, особливо якщо порівнювати зразки з чистої невикористаної оливи і оливи з гідросистеми, які поміщені в пробірки для визначення наявності та якості осаду. Для цього необхідно залишити зразки в пробірці на ніч. Якщо з'являється осад, оливу з гідросистеми слід відфільтрувати і прочистити бак. Докладніший аналіз стану оливи дасть лабораторний аналіз.

При експлуатації гідросистем необхідно створювати такі умови, при яких робоча рідина по можливості якомога довше зберігала б свої первинні властивості.

Для цього необхідно:

- не змішувати в одній тарі робочі рідини – свіжу і ту, що була в експлуатації;
- користуватися чистим заправним інвентарем;
- не допускати змішування робочої рідини з водою;
- не допускати попадання в рідину пилу, піску, стружки та інших механічних часток.

При цьому необхідно фільтрувати рідину перед її заливкою і герметично закривати резервуари з робочою рідиною.

## **1.2 Характеристики робочої рідини**

Основними механічними характеристиками рідини є *щільність* і *питома вага*.

Щільністю рідини називають масу рідини, укладену в одиниці об'єму:

$$\rho = \frac{m}{V}, \text{ кг/м}^3,$$

де  $m$  – маса рідини.

Питоною вагою називають вагу одиниці об'єму рідини, що визначається за формулою:

$$\beta_V = -\frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dP}, \text{ м}^2/\text{Н},$$

де  $V$  – початковий об'єм рідини;

$dV$  – зміна цього об'єму при збільшенні тиску на величину  $dP$ .

Зі збільшенням температури питома вага рідини зменшується.

До основних фізичних властивостей рідини відносяться наступні.

1. *Стисливість* – властивість рідини змінювати свій об'єм під впливом тиску. Стисливість рідини характеризується коефіцієнтом об'ємного стиснення, який визначається за формулою:

$$\gamma = G/V, \text{ Н/м}^3.$$

Величина зворотна  $\beta_V$  називається модулем об'ємної пружності рідини:

$$K = 1/\beta_V, \text{ Н/м}^2.$$

Модуль об'ємної пружності не постійний і залежить від тиску і температури. При гідравлічних розрахунках стисливістю рідини зазвичай нехтують і вважають рідини практично нестисливими. Стиснення рідин здебільшого обумовлено стисненням розчиненого в них газу.

Стисливість знижує жорсткість гідроприводу, так як на стиск витрачається енергія. Стисливість також може стати причиною виникнення автоколивань в гідросистемі, створювати запізнювання спрацьовування гідроапаратури і виконавчих механізмів.

Іноді стисливість рідин виявляється корисною, наприклад, у гідравлічних амортизаторах і рідинних пружинах.

2. *Температурне розширення* – відносна зміна об'єму рідини при збільшенні температури на  $1^{\circ}\text{C}$  при  $P=\text{const}$  і характеризується коефіцієнтом температурного розширення:

$$\beta_t = \frac{1}{V} \cdot \frac{dV}{dt}, 1/^{\circ}\text{C}.$$

Оскільки для крапельних рідин коефіцієнт температурного розширення дуже малий, то при практичних розрахунках його не враховують.

3. *Опір розтягуванню*. Особливими фізичними дослідженнями було показано, що рідина, що знаходиться в спокійному стані (зокрема вода, ртуть) іноді здатна чинити опір дуже великим розтягуючим зусиллям. Але в звичайних умовах такого не відбувається і тому вважають, що рідина не здатна чинити опір розтягуючим зусиллям.

4. *Сили поверхневого натягу* прагнуть надати сферичну форму рідині, і спрямовані завжди всередину розглянутого об'єму перпендикулярно вільної поверхні рідини.

Механізм внутрішнього тертя в рідинах і газах полягає в тому, що молекули, які хаотично рухаються, переносять імпульс з одного шару в інший, що призводить до вирівнювання швидкостей – це описується введенням сили тертя. В'язкість твердих тіл має низку специфічних особливостей і розглядається зазвичай окремо.

5. *В'язкість рідини* – властивість рідини чинити опір ковзанню або зсуву її шарів. Сутність її полягає у виникненні внутрішньої сили тертя між рухомими шарами рідини, яка визначається за формулою Ньютона:

$$T = \mu \cdot S \cdot \frac{dv}{dy}, \text{ Н},$$

де  $S$  – площа шарів рідини або стінки, що стикається з рідиною;  
 $\mu$  – динамічний коефіцієнт в'язкості або сила в'язкісного тертя;

$dv/dy$  – градієнт швидкості, перпендикулярний до поверхні зсуву.

Звідси динамічна в'язкість дорівнює:

$$\mu = \tau \frac{dy}{dv}, \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2,$$

де  $\tau$  – дотичні напруження рідини,  $\tau = T/S$ .

Розрізняють динамічну в'язкість (одиниця виміру в Міжнародній системі одиниць СІ – Па·с, в системі СГС – Пуаз; (1 Па·с = 10 Пуаз)) і кінематичну в'язкість (одиниця виміру в системі СІ – м<sup>2</sup>/с, в СГС – Стокс, позасистемна одиниця – градус Енглера).

Відношення динамічного коефіцієнта в'язкості до щільності рідини називається кінематичним коефіцієнтом в'язкості:

$$\nu = \mu/\rho, \text{ м}^2/\text{с}.$$

Величина  $\nu$  дорівнює 1 см<sup>2</sup>/с (10<sup>-4</sup> м<sup>2</sup>/с) називається стоксом (Ст), а 0,01 Ст – 1 сантискос (сСт).

В'язкість рідини залежить від температури і від тиску. При підвищенні температури в'язкість рідини зменшується і навпаки. У газів спостерігається зворотне явище: з підвищенням температури в'язкість збільшується, з пониженням температури – зменшується.

6. *Піноутворення* – виділення повітря з робочої рідини при падінні тиску. На інтенсивність піноутворення впливає вода, яка міститься в робочій рідині: навіть при незначній кількості води (менше 0,1% за масою робочої рідини) виникає стійка піна.

Утворення і стійкість піни залежать від типу робочої рідини, від її температури і розмірів бульбашок, від матеріалів і покриттів гідроапаратури. Особливо інтенсивно піноутворення відбувається в забруднених рідинах і рідинах, що були в експлуатації. При температурі рідини понад 70°C відбувається швидкий спад піни.

7. *Хімічна та механічна стійкість* характеризує здатність рідини зберігати свої первинні фізичні властивості при експлуатації і зберіганні.

Окислення рідини супроводжується випаданням з неї смол і шлаків, які відкладаються на поверхні елементів гідроприводу у вигляді твердого нальоту, внаслідок чого знижується в'язкість і змінюється колір рідини. Наліт викликає заклинювання рухомих з'єднань, плунжерних пар, дроселюючих отворів, руйнування ущільнень і розгерметизацію гідросистеми.

Продукти окислення викликають також корозію металів і зменшують надійність роботи гідроапаратури.

8. *Сумісність робочих рідин* з конструкційними матеріалами і, особливо, з матеріалами ущільнень має дуже велике значення. Робочі рідини на нафтовій основі сумісні з усіма металами, застосовуваними в гідромашинобудуванні, і погано сумісні з ущільненнями, виготовленими з синтетичної гуми і зі шкіри. Синтетичні робочі рідини погано поєднуються з деякими конструкційними матеріалами і не сумісні з ущільненнями з оливостійкої гуми.

9. *Випаровуваність рідини*. Випаровуваність властива всім краплинним рідинам, однак інтенсивність випаровування неоднакова у різних рідин і залежить від умов, в яких знаходиться рідина: від температури, від площі випаровування, від тиску, від швидкості руху газоподібного середовища над вільною поверхнею рідини (від вітру).

10. *Розчинність газу* в рідинах характеризується об'ємом розчиненого газу в одиниці об'єму рідини і визначається за законом Генрі:

$$V_{\Gamma} = V_P \cdot k \cdot \frac{P}{P_A},$$

де  $V_{\Gamma}$  – об'єм розчиненого тіла;  
 $V_P$  – об'єм рідини;  
 $k$  – коефіцієнт розчинності;  
 $P$  – тиск;  
 $P_A$  – атмосферний тиск.

Коефіцієнт  $k$  має наступні значення при 20°C: для води – 0,016; гасу – 0,13; мінеральних олив – 0,08; рідини АМГ-10 – 0,1.

При зниженні тиску виділяється розчинний в рідині газ. Це явище може негативно позначатися на роботі гідросистем.

### **1.3 Визначення експлуатаційних властивостей робочих рідин**

Робочі рідини гідравлічних систем повинні по можливості відповідати таким вимогам як:

- мала щільність;
- невелика стисливість;
- наявність мастильної плівки при малій в'язкості;
- добрі мастильні, протизносні та антикорозійні властивості;
- мала зміна в'язкості в широкому діапазоні температур і тисків;
- хімічна стабільність;
- добра теплопровідність;
- низький тиск насиченої пари і висока температура кипіння;
- добра сумісність з матеріалами гідросистеми;
- слабка займистість;
- морозостійкість;
- водовіддільна здатність;
- відсутність піноутворення;
- ефективне повітрявідділення;
- нетоксичність;
- низька вартість.

Для об'єктивної оцінки якості робочої рідини та її відповідності вимогам для гідропередач певного класу проводять комплекс випробувань за стандартними методиками, що входять до складу відповідних Держстандартів. При прийманні кожної партії оливи проводять випробування, передбачені технічними умовами на цю оливу. Зазвичай вони обов'язково включають визначення кінематичного коефіцієнта в'язкості  $\nu$  по ДСТУ 33-2000, температури спалаху  $t_{спал}$  по ГОСТ 6356-75, температури застигання  $t_s$  по ДСТУ ГОСТ 4333:2018, кислотного числа КОН в мг КОН/г по ГОСТ 5985-79 (СТ СЕВ 3963-83) або ГОСТ 11362-96, вмісту води по ГОСТ 2477-65, змісту механічних домішок по ГОСТ 6370-83 або ГОСТ 10577-78, стабільність проти окислення по ГОСТ 981-75, корозійного впливу на метали по ГОСТ 2917-76, зміни маси стандартної гуми по ГОСТ 9.030-74.

Більш широкий об'єм випробувань проводять, наприклад, при розробці нових сортів олив. Такі випробування регламентовані ДСТУ 116-84 і галузевими стандартами на кваліфікаційні випробування робочих рідин. Встановлено, що різні по рецептурному складу, але ідентичні за фізико-хімічними та трибологічними властивостями оливи можна застосовувати в даній галузі техніки без проведення повного об'єму експлуатаційних випробувань, зазвичай дуже тривалих і дорогих. Оливу, що витримала випробування по комплексу методів, допускають для проведення випробувань в гідросистемах. Такі випробування поділяються на лабораторно-стендові і заводські стендові. В особливо відповідальних випадках проводять експлуатаційні випробування і випробування з прогнозування та підтвердження гарантованих термінів зміни оливи.

За кордоном також прийнято, що результати кваліфікаційних випробувань і сума фізико-хімічних властивостей олив можуть дозволити відмовитися від нормування його складу. Наприклад, специфікацією MIL-L-7808 передбачена оцінка 12 показників, включаючи 100-годинні випробування на об'єкті та випробування на сумісність з іншими оливами по даній специфікації.

Зазвичай при випробуванні робочих рідин визначають наступні показники якості:

- в'язкість  $\nu$  по ДСТУ 33-2000 через встановлені в межах діапазону робочих температур інтервали і стабільність в'язкості при механічних впливах на оливу на ультразвуковій установці протягом 30–60 або 120 хвилин;

- стабільність проти окислення по ГОСТ 981-75 продувкою через зразок кисню протягом 14–30 годин або повітря протягом 120–168 годин; зразок контактує при цьому з пластинками з міді і сталі, за якими оцінюють корозійні властивості оливи, потім визначають кислотне число КОН, наявність осаду і в'язкість при різних температурах;

- горючість, температуру самозаймання, випаровуваність, піноутворення;

- антикорозійні властивості по ГОСТ 19199-73, корозію в обводненій оливі, захисні властивості в камері вологості;

– сумісність оливи з гумами (зміна маси і об'єму гуми при контакті з оливою по ГОСТ 9.030-74) і релаксаційні властивості гуми в середовищі оливи (по ГОСТ 9.024-74);

– змащувальні властивості (зазвичай на чотирьохкульовій машині по ДСТУ 9490-75) і протизносні властивості оливи.

Крім того, проводять випробування на насосних установках для оцінки основних функціональних властивостей в порівнянні з перевіреною в експлуатації оливою:

– за параметрами установки;

– за зміною показників оливи протягом прискорених ресурсних випробувань.

Функціональні властивості оцінюють при роботі установки типу найпростішої гідропередачі «насос-гідромотор» в умовах нормальної, гранично низької та гранично високої температури. Прискорені ресурсні випробування проводять на установці з дроселюванням оливи 15000–20000 разів протягом 50–100 годин при підвищеній температурі.

Терміни зміни оливи в гідросистемах прогнозують на підставі результатів хімотологічного аналізу, досвіду експлуатації аналогічних об'єктів, результатів ресурсних стендових випробувань і, іноді, спеціальних прискорених випробувань. На підтвердження намічених гарантій проводять експлуатаційні випробування оливи на об'єктах. Зазвичай для цієї мети виділяють об'єкти, що експлуатуються в характерних умовах. При цьому в програму випробувань включають спостереження за об'єктом в процесі експлуатації і відбір проб оливи для аналізів.

#### **1.4 Класифікація робочих рідин**

Класифікація робочих рідин гідросистем може проводитися у відповідності з різними ознаками і вимогами. Так, класифікація ISO 3448 складається з 18 класів в'язкості. Характеризуюча клас в'язкості величина (від 2 до 1500) вказує кінематичну в'язкість при 40°C у мм<sup>2</sup>/с (сСт). Допустиме коливання в'язкості від номінальної – ±10%.

Таблиця 1.1 – Класи в'язкості олив по ISO 3448

Клас в'язкості	$\nu_{40}$ , мм <sup>2</sup> /с	Клас в'язкості	$\nu_{40}$ , мм <sup>2</sup> /с
2	1,9–2,5	68	61–75
3	3,0–3,5	100	90–110
5	4,0–5,0	150	135–165
7	6,0–8,0	220	198–242
10	9,0–11,0	320	288–352
15	13,0–17,0	460	414–506
22	19,0–25,0	680	612–748
32	29,0–35,0	1000	900–1100
46	41,0–51,0	1500	1350–1650

Типові для гідравлічних рідин категорії вказані в таблиці 1.1. Найбільш часто в гідросистемах застосовують рідини з показником в'язкості 32; 46 і 68.

Гідравлічні оливи також кваліфіковані стандартом ISO 6074 за експлуатаційними властивостями (табл. 1.2).

Таблиця 1.2 – Класифікації гідравлічних олив за експлуатаційними властивостями відповідно до ISO 6074

ISO	Тип оливи	Класи в'язкості, передбачені даною категорією	Індекс в'язкості (мінімум)	Рекомендована область застосування
NN	Неінгібована мінеральна олива	10, 15, 22, 32, 46, 58, 100, 150	70 – на класи в'язкості 10 і 15 не нормується, визначення обов'язкове	Гідросистеми з шестеренчастими і поршне-вими насосами, що працюють при тиску до 15 МПа і температурі оливи в об'ємі до 80°C
NL	Мінеральна олива з інгібіторами окислення та корозії	10, 15, 22, 32, 46, 58, 100, 150	90 – на класи в'язкості 10 і 15 не нормується, визначення обов'язкове	Гідросистеми з насосами всіх типів, що працюють при тиску до 25 МПа і температурі оливи в об'ємі не вище 90°C

HM	Мінеральна олива з інгібіторами окислення, корозії та протизносними присадками	10, 15, 22, 32, 46, 58, 100, 150	90 – на класи в'язкості 10 і 15 не нормується, визначення обов'язкове	Гідросистеми з насосами всіх типів, що працюють при тиску понад 25 МПа і температурі оливи в об'ємі більше 90°C
HV	Як HM, але з покращеними в'язкотно-температурними властивостями	15, 22, 32, 46, 68, 100	130 – для всіх класів; 120 – для класу 100	Гідросистеми з насосами всіх типів, що працюють при тиску до 25 МПа і температурі оливи в об'ємі більше 90°C

Згідно цього стандарту оливи з мінеральної сировини, що використовуються в гідросистемах, об'єднані в групу *H*, яка в свою чергу поділяється на чотири категорії в залежності від складу оливи і основної області їх застосування.

Часто також використовують ДСТУ 17479.3-85 («Оливи гідравлічні. Класифікація і позначення»), в якому аналогічного стандарту ISO 3448, гідравлічні оливи за значенням в'язкості при 40°C діляться на 10 класів (табл. 1.3).

Таблиця 1.3 – Класи гідравлічної оливи в залежності від кінематичної в'язкості при температурі 40°C

Клас в'язкості	Кінематична в'язкість при температурі 40°C, мм <sup>2</sup> /с (сСт)
5	4,14–5,06
7	6,12–7,48
10	9,00–11,00
15	13,50–16,50
22	19,80–24,20
32	28,80–35,20
46	41,40–50,60
68	61,20–74,80
100	90,00–110,00
150	135,00–165,00

Позначення гідравлічних олив відповідно до ДСТУ 17479.3-85 складається з трьох груп індексів:

- 1 – літери «МГ» (мінеральне гідравлічне);
- 2 – цифри, що відповідають певному класу в'язкості при 40°C;
- 3 – літера, яка вказує на певний рівень експлуатаційних властивостей, тобто приналежність до певної експлуатаційної групи (А, Б, В).

Залежно від експлуатаційних властивостей і складу (наявності відповідних функціональних присадок) гідравлічні оливи ділять на групи А, Б і В.

Група А (НН по ISO) – нафтові оливи без присадок, що застосовуються в малонавантажених гідросистемах з шестеренчастими або поршневыми насосами, що працюють при тиску до 15 МПа і температурі оливи в об'ємі до 80°C.

Група Б (HL по ISO) – оливи з антиокислювальними і антикорозійними присадками для середньонагружених гідросистем з різними насосами, що працюють при тиску до 25<sup>0</sup>МПа і температурі оливи в об'ємі понад 80°C.

Група В (HM по ISO) – добре очищені оливи з антиокислювальними, антикорозійними і протизносними присадками. Призначені для гідросистем, що працюють при тиску понад 25 МПа і температурі оливи в об'ємі понад 90°C.

## 2 ОБ'ЄМНИЙ ГІДРОПРИВОД

### 2.1 Загальні відомості та принцип дії об'ємного гідроприводу

*Гідравлічний привод* – це система машин і апаратів для передачі механічної енергії за допомогою рідини; в гідравлічному приводі використовується потенційна енергія тиску рідини. Гідроприводи поділяються на об'ємні і гідродинамічні.

*Об'ємний гідропривод* – це гідравлічний привод, в якому використовуються об'ємні гідромашини; принцип їх дії заснований на поперемінному заповненні робочого об'єму рідиною і витісненні рідини з нього. Об'ємним гідропривод називається так, тому що передача руху від джерела енергії (насоса) до виконавчого механізму (гідродвигуна) здійснюється за рахунок обсягів рідини, що переміщуються всередині системи, тобто робоча рідина забезпечує кінематичні зв'язки (переміщення, швидкість) в системі шляхом витіснення замкнених об'ємів рідини.

У гідродинамічному приводі, на відміну від об'ємного, рідина забезпечує силові зв'язки.

Основними елементами об'ємного гідроприводу є:

– *гідромашини* – насоси та гідродвигуни. Насоси служать для подачі (переміщення) рідини, гідродвигуни – для перетворення енергії рідини, що подається, в механічну енергію робочого органу;

– *гідроапаратура* (клапани, дроселі, розподільники) – це пристрої, які призначені для управління потоком робочої рідини. Під цим розуміється зміна або підтримка заданих значень тиску або витрати робочої рідини, або зміна напрямку, пуск і зупинка потоку робочої рідини, а також відкриття або перекриття окремих гідроліній. За допомогою гідроапаратури здійснюється управління гідроприводом і його захист від перевантажень;

– *кондиціонери робочої рідини* (фільтри, теплообмінники тощо) забезпечують підтримання її необхідних якісних показників і стану;

– *гідроємності* (гідробаки, гідроакумулятори) служать для зберігання робочої рідини, яка використовується в процесі роботи гідроприводу;

– *гідролінії* (трубопроводи) призначені для руху робочої рідини або передачі тиску від одного пристрою гідроприводу до іншого або всередині пристрою від однієї порожнини (камери) до іншої. Розрізняють гідролінії: всмоктувальні, напорні, зливні, виконавчі, дренажні, управління і канали. Конструктивно гідролінії представляють собою труби, рукава, канали і з'єднання; контрольно-вимірювальні прилади (манометри, витратоміри, термометри тощо) – для вимірювання і контролю параметрів гідравлічного приводу.

Всі гідравлічні пристрої повинні бути оснащені ущільненнями для герметизації з'єднань.

Широке застосування об'ємних гідроприводів у багатьох галузях обумовлено тим, що вони мають істотні переваги перед іншими типами приводів.

До переваг гідроприводу можна віднести:

– зниження металоємності і габаритів машини через відсутність або скорочення числа валів, редукторів, муфт, фрикціонів тощо;

– просту і більш досконалу компоновку машин з гідроприводом;

– малу інерційність гідроприводу, яка забезпечує високу швидкість, дозволяє виробляти включення і реверсування гідродвигунів за частки секунди;

– спрощення кінематики машини;

– можливість безступінчастого плавного регулювання швидкості вихідних ланок в широкому діапазоні;

– можливість отримання великих передавальних відносин;

– простоту перетворення обертального руху ведучої ланки в поступальний рух веденої ланки;

– можливість розгалуження потужності простими засобами для поєднання різних операцій по часу;

– легкість управління і регулювання, можливість автоматизації і дистанційного керування машинами з високою точністю;

– простоту запобіжних пристроїв і їх високу надійність;

– можливість уніфікації та стандартизації основних елементів, що полегшує процес конструювання, експлуатації та ремонту гідроприводу;

– застосування мінеральних олив в якості робочої рідини, що забезпечує самозмащення елементів гідроприводу, підвищує їх довговічність і експлуатаційні якості;

– висока механічна жорсткість по відношенню до навантаження (через велике значення модуля об'ємної пружності рідини), що зберігає стабільні значення швидкостей руху вихідних ланок при зміні величини і знака навантаження.

Поряд з перерахованими перевагами об'ємні гідроприводи мають такі недоліки:

– залежність характеристик гідроприводу від в'язкості робочої рідини, яка змінюється від температури;

– наявність газу (повітря) в рідині різко погіршує нормальну роботу гідроприводу, призводить до зменшення значення модуля об'ємної пружності рідини, жорсткості гідроприводу, появи запізнювання дії гідроприводу, порушення плавності руху приводних механізмів, зниження подачі насосів;

– наявність внутрішніх і зовнішніх витоків робочої рідини призводить до зниження ККД гідроприводу, викликає нерівномірність руху вихідної ланки гідродвигуна, ускладнює досягнення стійкої швидкості руху робочого органу при малих швидкостях;

– підвищені вимоги до точності виготовлення окремих елементів гідроприводу збільшують його вартість;

– відносна складність монтажу, труднощі виявлення несправностей і ремонту в умовах експлуатації, високі витрати на обслуговування та ремонт;

– неможливість передачі енергії на великій відстані через великі втрати на подолання гідравлічних опорів і зниження при цьому ККД гідросистеми.

Внутрішні витoki робочої рідини через зазори рухомих сполук в допустимих межах корисні, так як покращують умови змащення та тепловідведення.

Критичний аналіз переваг і недоліків об'ємних гідроприводів дозволяє вибрати тип приводу. При правильному конструюванні і експлуатації гідроприводів їх недоліки можуть бути зведені до мінімуму.

Об'ємний гідропривод, тим не менш, має переваги в порівнянні з іншими типами приводів там, де потрібно

забезпечити значну потужність, розгалуженість приводу, високу швидкодію, позиційну точність руху виконавчих механізмів, компактність, малу масу і високу надійність роботи.

Основними параметрами об'ємного гідроприводу є:

- тиск,  $p$ ;
- витрата,  $Q$  (для насосів – подача);
- потужність,  $N$ ;
- повний ККД,  $\eta$ ;
- вихідні параметри гідродвигуна виконавчого механізму:
  - величини крутних моментів і швидкостей обертання валу
- для гідромоторів (і поворотних гідродвигунів);
  - значення зусиль на штоках і швидкостей переміщення штоків – для гідроциліндрів.

Тиск може бути:

- номінальним;
- максимальним;
- робочим.

*Номінальний* – це тиск, при якому гідрообладнання працює протягом заданого терміну служби зі збереженням параметрів в межах встановлених норм.

Під *максимальним* тиском розуміється найбільший тиск, при якому допускається короточасна робота гідрообладнання. На максимальний тиск налаштовується запобіжний клапан.

*Робочий тиск* – поточний фактичний тиск, що існує в гідросистемі при наявності певного опору.

Вибір номінального тиску гідроприводу проводиться по ДСТУ 12445-80 і залежить від багатьох факторів.

Величина тиску пов'язана з потужністю, що передається і призначенням гідроприводу на машині: для приводу робочого устаткування або виконання допоміжних операцій, настановних рухів. Наприклад, в гідроприводах тракторів, бульдозерів, скреперів, розпушувачів тощо зазвичай застосовуються шестерінчасті насоси з номінальним тиском 10, 14 і 16 МПа. У гідроприводах екскаваторів, навантажувачів, автокранів використовують аксіально-поршневі насоси з номінальним тиском 16, 20, 25 і 32 МПа.

При виборі номінального тиску робочої рідини слід враховувати, що заниження його в порівнянні з оптимальним,

веде до збільшення маси гідроприводу і машини в цілому, а завищення – до зменшення довговічності гідрообладнання, збільшення вартості виготовлення і експлуатації гідроприводу.

Згідно ДСТУ 12445-80 номінальний тиск приймається рівним 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50 МПа та ін.

Рекомендовані значення номінальних витрат робочої рідини згідно з ДСТУ 13825-80 наступні: 1; 1,6; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800  $\text{дм}^3/\text{хв}$  та ін.

## **2.2 Класифікація об'ємного гідроприводу**

За видом джерела подачі робочої рідини гідроприводи поділяють на:

- насосні;
- акумуляторні;
- магістральні;
- безнасосні.

У *насосному* гідроприводі робоча рідина подається в гідродвигун (гідромотор) насосом, що входить до складу цього приводу. Насосні гідроприводи отримали найбільше застосування.

В *акумуляторному* гідроприводі робоча рідина від пневмоакумулятора надходить в гідродвигун (наприклад, в гідроциліндр). Пневмоакумулятор попередньо заряджений від зовнішнього джерела, що не входить до складу гідроприводу.

В *магістральних* гідроприводах робоча рідина надходить в гідродвигун по напірній гідролінії, а відводиться по зливній гідролінії. В напірну гідролінію робоча рідина подається від окремої насосної станції, яка обслуговує декілька гідроприводів, які не пов'язані між собою конструктивно і можуть підключатися або монтуватися незалежно один від одного.

*Безнасосний* гідропривод працює за принципом сполучених посудин. Його застосовують для управління муфтами зчеплення, гальмами, гідродомкратами і іншими механізмами.

За характером руху вихідної ланки розрізняють наступні приводи:

- поступального руху;
- обертального руху;

– поворотного руху.

В гідроприводі *поступального руху* об'ємним гідродвигуном є гідроциліндр, в гідроприводі *обертального руху* – гідромотор, в гідроприводі поворотного руху – поворотний гідродвигун.

Гідропривод більшості машин найчастіше є комбінованим, тобто одні вихідні ланки здійснюють поступальний рух, а інші – обертальний або поворотний.

По можливості регулювання об'ємні гідроприводи поділяють на:

- регульовані;
- нерегульовані.

*Регульованим* називають гідропривод, в якому швидкість руху вихідної ланки (регульований параметр) гідродвигуна може змінюватися за заданим законом або бажанням оператора. Ці приводи додатково підрозділяють за:

- конструкцією регулюючого пристрою – з об'ємним або дросельним регулюванням;
- способом регулювання – з автоматичним і ручним регулюванням;
- задачами регулювання – стабілізовані, програмні та стежачі.

В гідроприводах з дросельним регулюванням швидкість руху вихідної ланки гідродвигуна змінюється за допомогою регулюючих гідроапаратів (дроселів), а у гідроприводах з об'ємним (машинним) регулюванням – за допомогою гідромашин, які регулюються.

В стабілізованому гідроприводі швидкість руху вихідної ланки підтримується постійною, в програмному гідроприводі – змінюється за заздалегідь заданою програмою, а у стежачому гідроприводі змінюється за певним законом в залежності від зовнішнього впливу, величина якого заздалегідь невідома.

Регулювання швидкості руху вихідної ланки може бути:

- ступінчастим;
- безступінчастим.

Ступінчасте регулювання здійснюється ступінчастою зміною подачі (витрати) робочої рідини. Наприклад, послідовним включенням або відключенням декількох насосів постійної продуктивності.

Безступінчасте регулювання здійснюється регульованим насосом або гідродвигуном (об'ємне регулювання), дросельним регулюванням, а також комбінованим способом.

*Нерегульовані* гідроприводи мають постійну швидкість руху вихідних ланок гідродвигунів.

За видом циркуляції робочої рідини розрізняють гідроприводи:

- із замкнутою циркуляцією робочої рідини;
- із розімкненою циркуляцією робочої рідини.

В гідроприводі із замкнутою циркуляцією робоча рідина від гідродвигуна надходить безпосередньо у всмоктувальну гідролінію насоса.

Перевагами такого гідроприводу є:

- зменшення обсягу робочої рідини;
- компактність через відсутність гідробаків;
- можливість застосування реверсивних насосів для зміни напрямку руху вихідної ланки гідродвигуна;
- наявність систем підпору робочої рідини покращує умови всмоктування насоса і забезпечує високу рівномірність руху вихідної ланки гідродвигуна;
- добрі умови захисту робочої рідини і елементів гідроприводу від попадання в неї забруднюючих часток із зовнішнього середовища;
- можливість установки фільтра на всмоктуючій гідролінії насоса;
- поліпшення умов роботи рідини в гідросистемі за рахунок зменшення кількості розчиненого повітря або газу.

Встановлено також, що робоча рідина в гідроприводі із замкнутою циркуляцією може експлуатуватися при температурі, яка вище допустимої температури для гідроприводів з відкритою циркуляцією робочої рідини.

Недолік гідроприводу із замкнутою циркуляцією робочої рідини – складність її охолодження.

У гідроприводі із розімкненою циркуляцією робоча рідина від гідродвигуна надходить в гідробак.

Переваги такого гідроприводу:

- добрі умови для природного охолодження робочої рідини в гідробаку;

– можливість роботи декількох гідродвигунів від одного насоса.

До недоліків гідроприводу з розімкненою циркуляцією слід віднести:

– ненадійний захист робочої рідини від попадання в неї забруднюючих часток із зовнішнього середовища,

– можливість проникнення повітря в гідросистему.

Найбільшого поширення в будівельних і дорожніх машинах, зважаючи на простоту і добре охолодження рідини в процесі експлуатації, отримали приводи з розімкненою циркуляцією робочої рідини.

### **2.3 Гідравлічні машини**

*Гідравлічною машиною* (гідромашиною) називається машина, яка призначена для перетворення механічної енергії в енергію рідини, що рухається або навпаки. Залежно від виду перетворення енергій гідромашини діляться на:

– насоси;

– гідродвигуни.

*Насос* – це гідромашина для створення потоку робочої рідини шляхом перетворення механічної енергії в енергію рідини, що рухається.

*Гідродвигуни* служать для перетворення енергії потоку робочої рідини в механічну енергію вихідної ланки гідромашини.

За принципом дії гідромашини діляться на два класи:

– динамічні;

– об'ємні.

Перетворення енергії в динамічних гідромашинах відбувається при зміні кількості руху рідини.

В об'ємних гідромашинах енергія перетворюється в результаті періодичної зміни об'єму робочих камер, герметично відокремлених один від одного.

Динамічний насос влаштований так, що рідина в ньому переміщається під силовим впливом на неї в камері, постійно сполученої з входом і виходом насоса.

В об'ємних насосах рідина переміщається за рахунок періодичної зміни об'єму займаної її камери, поперемінно сполученої з входом і виходом насоса.

Самовсмоктуючі насоси створюють вакуум в камерах, обсяг яких збільшується, в результаті чого робоча рідина всмоктується з бака і одночасно витискувачі витісняють рідину з камер, обсяг яких зменшується; несамовсмоктуючі насоси виконують лише останню функцію.

Об'ємні гідромашини в принципі можуть бути оборотними, тобто працювати як в якості насоса, так і в якості гідродвигуна. Однак оборотність конкретних гідромашин пов'язана з особливостями їх конструкції.

Об'ємні гідродвигуни в залежності від характеру руху вихідної ланки поділяються на:

- гідромотори (гідродвигуни обертового руху);
- гідроциліндри (гідродвигуни поступального руху);
- поворотні гідродвигуни (гідродвигуни зворотно-поворотного руху).

Об'ємні гідромашини характеризуються рядом параметрів, основними з яких є:

- тиск,  $p$ ;
- подача (витрата),  $Q$ ;
- робочий об'єм,  $q$ ;
- потужність,  $N$ ;
- частота обертання валу,  $n$ ;
- повний ККД,  $\eta$ .

Термін «подача» введений для насосів, термін «витрата» – для гідродвигунів.

Робочий об'єм є головним параметром об'ємної гідромашини, від якого залежать її подача (витрата), крутний момент на валу гідромотора, потужність.

Під робочим об'ємом гідромашини розуміють різницю найбільшого і найменшого значень геометричних об'ємів всіх робочих камер за один оборот валу гідромашини (або один подвійний хід робочого органу) при відсутності перепаду тисків.

Чим більше робочий об'єм насоса, тим більший об'єм робочої рідини витісняє насос за один оборот валу. І навпаки, чим більше робочий об'єм гідромотора, тим більший об'єм робочої рідини необхідний для повороту його вала на один оборот. Регульованість гідромашини пов'язана зі зміною її робочого об'єму.

Часто замість поняття «робочий об'єм» використовується поняття «характерний (питомий) об'єм»  $W$ , який визначає об'єм рідини, що витісняється при повороті вала гідромашини на один радіан. Характерний і робочий об'єми пов'язані співвідношенням  $q = 2\pi W$ .

Об'ємною подачею називається об'єм робочої рідини, що проходить через гідромашину в одиницю часу.

Об'ємну теоретичну подачу визначають за формулою:

$$Q_T = q \cdot n_H, \quad (2.1)$$

де  $Q_T$  – теоретична подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  
 $q$  – робочий об'єм насоса, м<sup>3</sup> (м<sup>3</sup>/об);  
 $n_H$  – частота обертання вала насоса, с<sup>-1</sup> (об/с).

Робочий об'єм насоса, який впливає з формули (2.1), можна розглядати як подачу за один оборот вала насоса.

Подача насоса знаходиться в прямій залежності від частоти обертання вала насоса.

Частотою обертання вала називається число повних обертів, здійснюваних ним за одиницю часу. Номінальна частотою обертання – найбільша частота обертання, при якій забезпечується гарантований ресурс експлуатації гідромашини, якщо інші параметри не виходять за встановлені межі. Ряди номінальних частот обертання встановлює ДСТУ 12446-80: 480, 600, 750, 960, 1200, 1500, 1920, 2400, 3000 хв<sup>-1</sup> та ін.

Частота обертання вала гідромашини обмежується:

- верхньою межею;
- нижньою межею.

Нижня межа відповідає сталому режиму роботи, а верхня – обмежується умовою нормального функціонування і тривалістю роботи.

При роботі насоса не весь теоретично витіснений об'єм рідини надходить в напірну гідролінію, так як частина рідини втрачається внаслідок витоків і перетоків по зазорам в робочій камері. Таким чином, дійсна подача насоса менше теоретичної.

Характеристикою насоса називається залежність подачі насоса від тиску нагнітання  $Q_H = f(p_H)$  при постійній частоті обертання валу насоса.

Подача насоса  $Q_H$  при збільшенні тиску нагнітання  $p_H$  зменшується, що пояснюється збільшенням об'ємних втрат  $\Delta Q$  в насосі.

Коефіцієнт подачі  $k_Q$  визначають як відношення дійсної подачі насоса  $Q_H$  до теоретичної  $Q_T$ :

$$k_Q = \frac{Q_H}{Q_T} = \frac{Q_T - \Delta Q}{Q_T}. \quad (2.2)$$

При випробуваннях насоса визначають об'ємний ККД  $\eta_{об}$ , який дорівнює відношенню дійсної подачі  $Q_H$  при номінальному тиску в напірній гідролінії до фактичної подачі  $Q_0$  при мінімальному тиску в напірній гідролінії:

$$\eta_{об} = \frac{Q_H}{Q_0}. \quad (2.3)$$

Так як  $Q_0$  дуже незначно відрізняється від теоретичної подачі  $Q_T$ , то:

$$\eta_{об} \approx k_Q = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_T}.$$

Дійсна подача насоса визначається за формулою:

$$Q_H = k_Q \cdot Q_T \approx \eta_{об} \cdot Q_T, \quad (2.4)$$

Нерівномірність подачі насоса оцінюється коефіцієнтом пульсації  $k_{\Pi}$ , що характеризує відношення зміни миттєвого значення подачі насоса до середнього значення подачі:

$$k_{\Pi} = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{сеп}}, \quad (2.5)$$

де  $Q_{max}$ ,  $Q_{min}$  – відповідно максимальне і мінімальне значення миттєвої подачі насоса;

$Q_{сеп}$  – середнє значення подачі.

Пульсуючий характер подачі викликає пульсацію тиску, яка породжує вібрацію елементів гідроприводу і може привести до втомного руйнування його елементів.

Тиском нагнітання насоса називається надлишковий тиск, який встановлюється в його напірній гідролінії під час роботи. Тиск, що встановлюється при цьому у всмоктувальній гідролінії, називається тиском всмоктування.

Перепадом тиску на насосі (робочим тиском насоса) називається різниця тисків нагнітання (на виході з насоса) і всмоктування (на вході в насос):

$$\Delta p_H = p_{\text{вих}} - p_{\text{вх}}, \quad (2.6)$$

де  $\Delta p_H$  – перепад тиску на насосі, Па;

$p_{\text{вих}}$  – тиск на виході з насоса, Па;

$p_{\text{вх}}$  – тиск на вході в насос, Па.

Розрізняють корисну (вихідну) і споживану (вхідну) потужності гідромашини. Корисна потужність насоса – це енергія, яка передається рідині в одиницю часу і визначається параметрами потоку робочої рідини:

$$N_{\text{ПН}} = \Delta p_H Q_H, \quad (2.7)$$

де  $N_{\text{ПН}}$  – корисна потужність насоса, Вт;

$\Delta p_H$  – перепад тиску на насосі, Па;

$\Delta p_H = p_{\text{вих}} - p_{\text{вх}}$ , тут  $p_{\text{вих}}$  – тиск на виході з насоса;

$p_{\text{вх}}$  – тиск на вході в насос;

$Q_H$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с.

Потужність, споживана насосом (потужність насоса), визначається за формулою:

$$N_H = M_H \omega_H = M_H 2\pi n_H, \quad (2.8)$$

де  $N_H$  – потужність насоса, Вт;

$M_H$  – крутний момент на валу насоса, Нм;

$\omega_H$  – кутова швидкість обертання валу насоса, с<sup>-1</sup>;

$n_H$  – частота обертання валу насоса, с<sup>-1</sup>.

Розглянемо корисну і споживану потужність для гідродвигунів. Для гідромотора корисна потужність визначається виразом:

$$N_{МП} = M_M \omega_M = M_M 2\pi n_M, \quad (2.9)$$

де  $N_{МП}$  – корисна потужність гідромотора, Вт;  
 $M_M$  – крутний момент на валу гідромотора, Нм;  
 $\Omega_M$  – кутова швидкість обертання валу гідромотора,  $c^{-1}$ ;  
 $n_M$  – частота обертання валу,  $c^{-1}$ .

Потужність, споживана гідромотором, визначається за формулою:

$$N_M = \Delta p_M Q_M = \Delta p_M q_M n_M, \quad (2.10)$$

де  $N_M$  – потужність, споживана гідромотором, Вт;  
 $\Delta p_M$  – перепад тиску на гідромоторі, Па;  
 $\Delta p_M = p_{ex} - p_{вих}$ , тут  $p_{ex}$  – тиск на вході в гідромотор,  $p_{вих}$  – тиск на виході з гідромотора;  
 $Q_M$  – витрата рідини,  $m^3/c$ ;  
 $q_M$  – робочий об'єм гідромотора,  $m^3 (m^3/об)$ ;  
 $n_M$  – частота обертання валу,  $c^{-1}$ .

Корисна потужність гідроциліндра визначається виразом:

$$N_{ЦП} = FV, \quad (2.11)$$

де  $N_{ЦП}$  – корисна потужність, що розвивається гідроциліндром, Вт;  
 $F$  – зусилля на штоку, Н;  
 $V$  – швидкість руху штока, м/с.

Потужність, споживана гідроциліндром, визначається параметрами потоку робочої рідини за формулою:

$$N_{Ц} = \Delta p_{Ц} Q_{Ц}, \quad (2.12)$$

де  $N_{ц}$  – потужність гідроциліндра, Вт;  
 $\Delta p_{ц}$  – перепад тиску на гідроциліндрі, Па;  
 $Q_{ц}$  – витрата рідини, м<sup>3</sup>/с.

Втрати потужності в гідромашинах оцінюються повним ККД. У загальному вигляді повний ККД гідромашини визначається відношенням потужності на виході (корисної) до потужності на вході (споживаної):

$$\eta = \frac{N_{\text{вих}}}{N_{\text{вх}}}. \quad (2.13)$$

Підставляючи в формулу (2.13) значення корисної потужності з формул (2.7), (2.9), (2.11) і споживаної потужності з формул (2.8), (2.10), (2.12), отримаємо значення ККД відповідно для насоса, гідромотора і гідроциліндра.

Повний ККД гідромашини враховує всі втрати потужності, які виникають в гідромашині при русі робочої рідини. Існують три види таких втрат: гідравлічні, механічні та об'ємні. Гідравлічні втрати на подолання дорожніх і гідравлічних опорів каналів, вікон гідромашин можуть бути враховані гідравлічним ККД –  $\eta_{г}$ .

Механічні втрати, що виникають в результаті дії сил тертя в рухомих ланках гідромашини (в підшипниках, шарнірах, між поршнями і стінками гідроциліндрів тощо), враховуються механічним ККД –  $\eta_{м}$ .

Об'ємні втрати, пов'язані з витоками, перетіканнями і стисливістю робочої рідини, враховуються об'ємним ККД –  $\eta_{об}$ .

Таким чином, повний ККД гідромашини являє собою добуток трьох часток ККД:

$$\eta = \eta_{г}\eta_{м}\eta_{об}, \quad (2.14)$$

або

$$\eta = \eta_{ГМ}\eta_{об},$$

де  $\eta_{ГМ}$  – гідромеханічний ККД;  
 $\eta_{ГМ} = \eta_{г}\eta_{м}$ .

Повний ККД гідромашини залежить від її конструкції і технічного стану.

## **2.4 Шестерінчасті гідромашини**

Шестерінчасті гідромашини в сучасній техніці знайшли широке застосування. Їх основною перевагою є простота конструкції, компактність, надійність в роботі і порівняно високий ККД.

У цих машинах відсутні робочі органи, на які впливає дія відцентрової сили, що дозволяє експлуатувати їх при частоті обертання до  $20 \text{ с}^{-1}$ . У машинобудуванні шестерінчасті гідромашини застосовуються в системах з дросельним регулюванням.

### **2.4.1 Шестерінчасті насоси**

Розрізняють шестеренні насоси із зовнішнім і внутрішнім зачепленням.

Насос із зовнішнім зачепленням складається з пари зчіпних між собою циліндричних шестерень 7, 8 (рис. 2.1), розміщених в щільно охоплюючий їх корпус 1, що має канали *S* в місцях входу в зачеплення і виходу з нього *P*. Максимальний тиск, що розвивається цими насосами, звичайно дорівнює 15–20 МПа.

Шестерня 7 через муфту з'єднана з приводним двигуном (електричним, дизельним тощо). Шестерні 7 і 8 позиціонуються за допомогою підшипникових блоків 4 і 5 таким чином, що при обертальному русі шестерні зачіпляються з мінімальним зазором.

Камери витиснення утворюються між кромками зуб'їв, внутрішньою поверхнею і торцями підшипникових блоків 4 і 5.

У цих камерах при первинному запуску в експлуатацію повітря, що знаходиться у всмоктувальному трубопроводі переміщається з лінії всмоктування *S* в лінію нагнітання *P*, створюючи розрідження у всмоктувальному трубопроводі. Зростаюче розрідження змушує робочу рідину підніматися з бака в всмоктувальний трубопровід, поки вона не досягне насоса.

Після цього рідина надходить в камери витиснення і через напірну лінію подається в гідросистему.

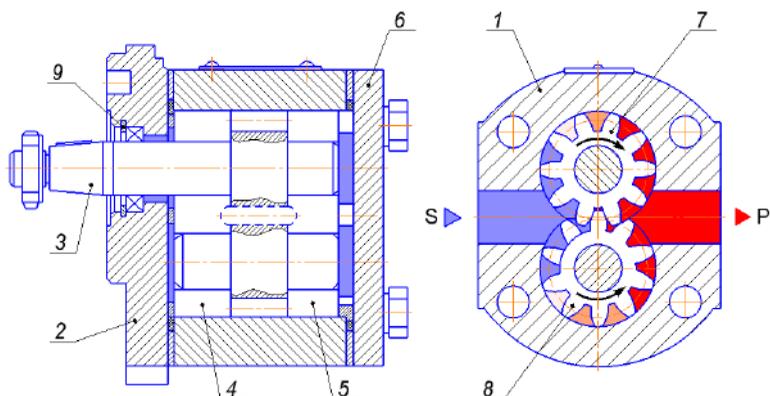


Рисунок 2.1 – Шестерінчастий насос із зовнішнім зачепленням:  
 1 – корпус; 2 – кришка опорна; 3 – вал; 4, 5 – підшипникові блоки; 6 – бокова кришка; 7, 8 – циліндричні шестерні

Основою функціонування насоса є достатня герметичність камер витіснення для переміщення повітря і робочої рідини. Шестеренні насоси зовнішнього зачеплення мають спеціальні ущільнення. За рахунок підведення тиску в певні зони між підшипниковими блоками 4 і 5 та боковою кришкою 6 забезпечується осьовий підтиск блоків до торців шестерень з силою, пропорційною робочому тиску. Це дозволяє мінімізувати об'ємні витoki в насосі.

Шестеренні насоси здатні створювати тиск до 10...16 МПа, а іноді, і вище (до 20 МПа). Однак при тиску більше 10 МПа необхідно передбачати пристрій для компенсації зазорів по торцях шестерень. Цей пристрій складається з плаваючих втулок, які тиском рідини притискаються до торцевих поверхонь шестерень і тим самим зменшують зазор, підвищуючи ступінь герметичності в насосі.

Для одержання особливо високого тиску іноді застосовують багаступінчасті шестеренні насоси. Їх складають з декількох шестеренних насосів, з'єднаних послідовно. Такий насос створює тиск, що дорівнює сумі тисків, що розвиваються усіма ступенями.

Багатощестерінчасті насоси з трьома і більше шестернями, розміщеними в одному корпусі з однією ведучою шестернею також застосовують для збільшення подачі насоса або отримання декількох незалежних потоків рідини.

На рисунку 2.2 приведена схема трьохшестерінчастого насоса. У цьому насосі шестерня 1 ведуча, а шестерні 2 і 3 – ведені, порожнини 4 – всмоктувальні, а порожнини 5 – напірні. Такі насоси вигідно застосовувати в гідроприводах, в яких необхідно мати дві незалежні напірні гідролінії.

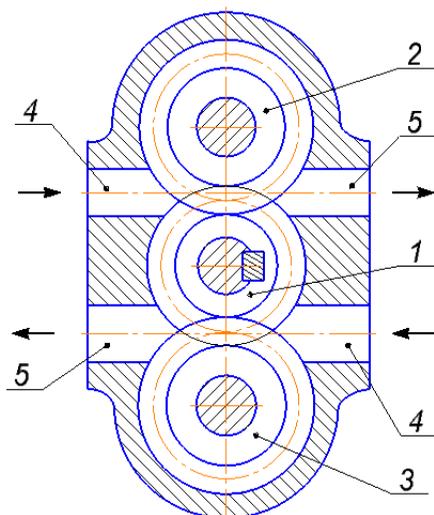


Рисунок 2.2 – Трьохшестерінчастий насос:

1 – шестерня ведуча; 2, 3 – шестерні ведені; 4 – порожнини всмоктувальні;  
5 – порожнини напірні

*Шестерінчасті насоси з внутрішнім зачепленням складні у виготовленні, але дають більш рівномірну подачу і мають менші розміри (рис. 2.3).*

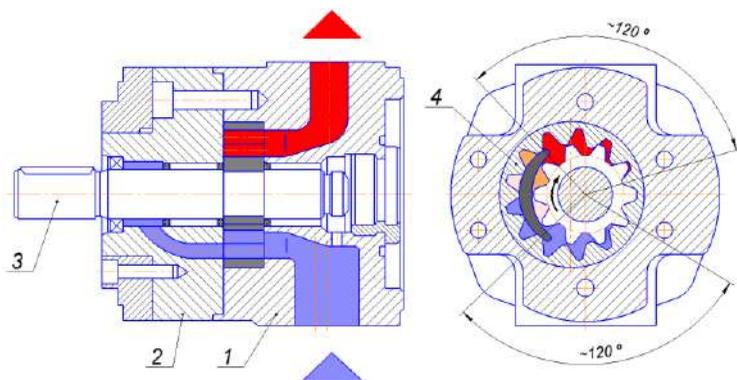


Рисунок 2.3 – Шестерінчастий насос із внутрішнім зачепленням:  
 1 – шестерня ведуча; 2, 3 – шестерні ведені; 4 – порожнини всмоктувальні;  
 5 – порожнини напірні

Зубчастий ротор 3, що обертається, з'єднаний з приводним двигуном і зачіпається з порожнистим зубчастим колесом 4. На рисунку 2.3 об'єм міжзубцевих камер збільшується і насос «всмоктує».

Це відбувається на куті повороту  $120^\circ$ , тому обсяг заповнюється відносно повільно.

Ця обставина визначає виняткову малошумність насоса і відмінні всмоктувальні характеристики.

В області серповидного роздільника рідина переноситься без зміни обсягу камер.

В області нагнітання обсяги міжзубцевих камер зменшуються, і рідина витісняється в напірну лінію.

При зачепленні зубців позитивно позначається їх спеціальна форма, при якій практично немає замикаючих об'ємів (як це має місце в насосах з зовнішнім зачепленням, в яких при стисненні оливи в цих об'ємах виникають пульсації тиску і шум), що також сприяє зниженню шуму.

Шестеренні насоси внутрішнього зачеплення показаного тут конструктивного виконання в значній мірі позбавлені пульсацій тиску і в зв'язку з цим генерують мінімальний рівень шуму.

У загальному випадку подача шестеренного насоса визначається за формулою:

$$Q = k \frac{D^2}{z} b n \eta_{об},$$

де  $k$  – коефіцієнт, для некоригованих зуб'ів  $k = 7$ , для коригованих зуб'ів –  $k = 9,4$ ;

$D$  – діаметр початкового кола шестерні;

$z$  – число зуб'ів;

$b$  – ширина шестерень;

$n$  – частота обертів ведучого вала насоса;

$\eta_{об}$  – об'ємний ККД.

Робочий об'єм шестеренного насоса визначається за формулою:

$$q = 2\pi m^2(z + 1)b,$$

де  $m$  – модуль зубчастого зачеплення;

$z$  – число зуб'ів шестерні,  $z = 6...16$ ;

$b$  – ширина шестерні.

Подачу насоса визначають за формулами (2.1), (2.4), потужність, ККД – за формулами (2.7), (2.8) і (2.13).

Так як параметри, що визначають робочий об'єм шестеренного насоса, величини постійні, то шестеренні насоси не регулюються.

Насос подає робочу рідину нерівномірно: миттєва подача є періодичною функцією кута повороту вала ведучої шестерні.

Нерівномірність подачі викликає пульсацію тиску і негативно позначається на роботі насоса і гідроприводу, створюючи вібрації. Таким чином, для зменшення пульсації подачі необхідно збільшувати число зуб'ів шестерні.

Об'ємний ККД шестеренних насосів залежить від тиску і в'язкості робочої рідини. При номінальному тиску 16 МПа і в'язкості робочої рідини близько 60...70 сСт він становить не менше 0,92...0,98. Повний ККД шестерінчастих насосів – не менше 0,82...0,90.

До недоліків шестеренних насосів відносяться наступні: наявність порожнини з затисненим об'ємом робочої рідини між

зуб'ями шестерень, що може привести до поломки насоса; значний шум і пульсація потоку в порівнянні з іншими типами насосів.

### 2.4.2 Героторні насоси

Героторний насос (рис. 2.4) – це різновид шестерінчастих насосів з внутрішнім зачепленням.

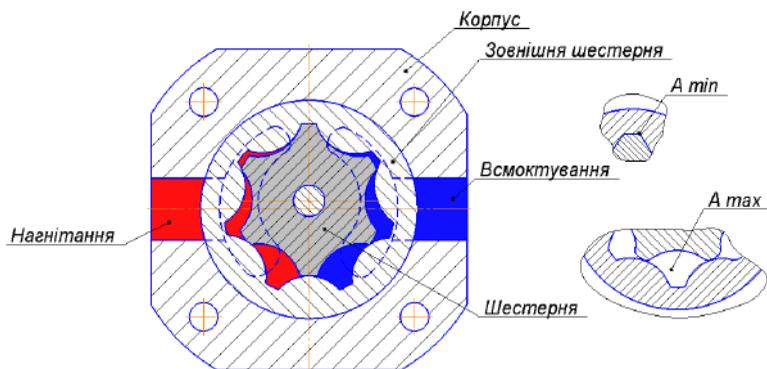


Рисунок 2.4 – Героторний насос

Відмінність від класичної конструкції шестерінчастого насоса з внутрішнім зачепленням полягає у відсутності серпоподібного роздільника. Поділ порожнин всмоктування і нагнітання реалізовано за рахунок застосування спеціального профілю. Його форма така, що в зоні, де повинен знаходитися серпоподібний роздільник, забезпечено постійний контакт шестерень (рис. 2.4). Принцип роботи насоса даної конструкції точно такий же, як і шестеренного насоса з внутрішнім зачепленням. Героторні насоси зазвичай використовують при невисоких тисках (до 15 МПа) і подачах до 120 л/хв. При цьому частоти обертання складають не більше 1500 хв<sup>-1</sup>.

Робочий об'єм героторного насоса можна визначити з виразу:

$$q_0 = z \cdot (A_{max} - A_{min}) \cdot b,$$

де  $A_{min}$ ,  $A_{max}$  – мінімальна і максимальна площа міжзубцевої камери;

$z$  – число зуб'ів внутрішньої шестерні;

$b$  – ширина зубця.

### 2.4.3 Роторно-гвинтові насоси

Ще одним різновидом шестерінчастого насоса можна вважати гвинтові насоси (рис. 2.5). Їх робочі елементи можна представити як косозубі шестерні з кількістю зуб'ів рівному числу заходів гвинтової нарізки.

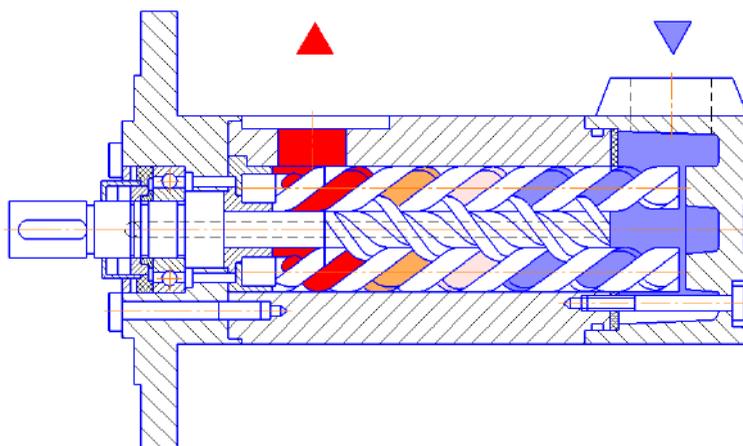
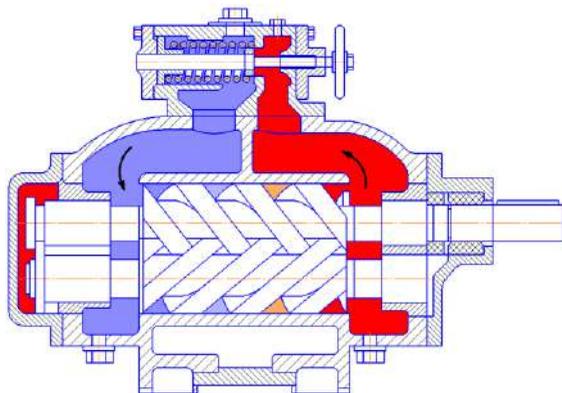


Рисунок 2.5 – Роторно-гвинтовий насос

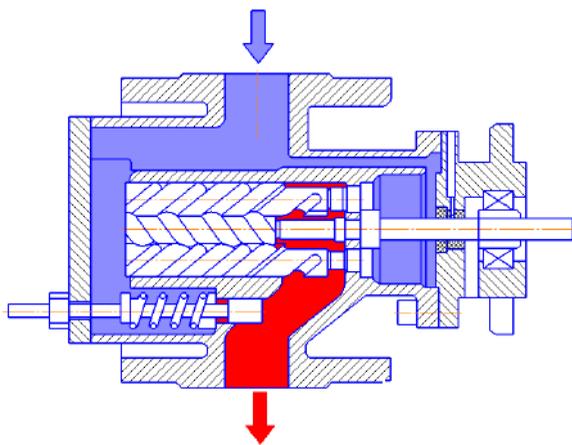
Роторно-гвинтові насоси мають в корпусі два або три ротора. Ротор з правим різьбленням, з'єднаний з приводним двигуном, передає обертання на інші ротори, що мають ліве різьблення. При цьому утворюється замкнутий проміжок між гвинтовими поверхнями роторів, який пересувається без зміни величини обсягу від отвору всмоктування до напірного.

Таким чином, забезпечується рівномірна, майже без пульсацій подача насоса і, отже, його малOSHумна робота. Перевагою насоса також є його здатність перекачувати рідини з твердими включеннями. Тиск, що розвивається насосом може становити до 20 МПа. Частоти обертання до  $1500 \text{ хв}^{-1}$ .

Зважаючи на складність виготовлення даного типу насосів, вони не набули широкого поширення і застосовуються лише в специфічних гідросистемах. Існують дво- (рис. 2.6 *a*) і трьохгвинтові (рис. 2.6 *б*) конструкції насосів.



*a*)



*б*)

Рисунок 2.6 – Роторно-гвинтовий насос:  
*a* – двогвинтовий; *б* – трьохгвинтовий

Робочий об'єм роторно-гвинтового насоса можна визначити з виразу:

$$V = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot s - D^2 \left( \frac{\alpha}{2} - \frac{\sin 2\alpha}{2} \right) s,$$

$$\cos \alpha = \frac{D+d}{2D},$$

де  $d$  – діаметр валу гвинта;  
 $D$  – зовнішній діаметр витків гвинта;  
 $s$  – відстань від початку витка гвинта до наступного витка.

#### 2.4.4 Шестерінчасті гідромотори

Шестерінчасті гідромотори конструктивно дуже схожі на шестерінчасті насоси. Відмінності полягають в зоні осевого тиску і наявності каналу для відводу робочої рідини, оскільки гідромотори призначені для роботи в реверсному режимі.

Робоча рідина, що підводиться до гідромоторів впливає на шестерні. Крутний момент, що при цьому виникає, передається через вал гідромотора.

Шестерінчасті гідромотори часто застосовуються в гідроприводах навісних агрегатів самохідних машин і транспортних засобів, а також у сільськогосподарській техніці для приводу транспортерів, розкидачів, вентиляторів, компресорів.

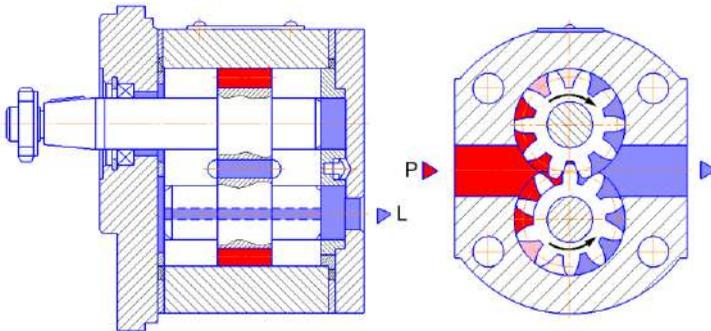


Рисунок 2.7 – Шестерінчастий гідромотор

Шестерінчасті гідромотори відрізняються простотою і технологічністю, хорошими масовими і габаритними показниками, можуть працювати при високій частоті обертання (до  $2400 \text{ хв}^{-1}$ ).

Для роботи шестерінчастих гідромоторів не потрібна висока ступінь очищення робочої рідини. До недоліків слід віднести невисокий повний ККД (0,78...0,80), великі пускові моменти, невеликий діапазон частот обертання, пов'язаний з високою нижньою межею ( $150...300 \text{ хв}^{-1}$ ).

Робота шестерінчастих гідромоторів здійснюється наступним чином. Рідина з гідромагістралі надходить в порожнину гідродвигуна і, впливаючи на зуб'я шестерень, створює крутний момент, рівний:

$$M_{\text{кр}} = k \frac{D^2 b}{2\pi z} \Delta P \eta_M,$$

де  $\Delta P = P_{\text{вх}} - P_{\text{вих}}$  – перепад тиску;  
 $\eta_M$  – механічний ККД гідромотора.

Основними виразами, які використовуються при розрахунку гідромотора, є формули (2.12), (2.13), (2.17) і (2.18).

## 2.5 Пластинчасті гідромашини

Пластинчасті насоси і гідромотори так само, як і шестеренні, прості за конструкцією, компактні, надійні в експлуатації і порівняно довговічні. У таких машинах робочі камери утворені поверхнями статора, ротора, торцевих розподільних дисків і двома сусідніми витискувачами-пластинами. Ці пластини також називають лопатями, лопатками, шиберами.

Пластинчасті насоси можуть бути одно-, дво- і багатопотоковими. В однопотокових насосах одному оберту валу відповідає одне всмоктування і одне нагнітання, в насосах дворазової дії – два всмоктування і два нагнітання.

Пластинчастий насос однократної дії (рис. 2.8) складається з корпусу 1, в циліндричній розточці якого ексцентрично (зі зміщенням) розташовано ротор 2. В пазах ротора розміщені незакріплені пластини 3. До торців ротора кришками підтиснуті

розподільні диски з вікнами  $B$  всмоктування і  $H$  нагнітання, які з'єднані каналами в корпусі відповідно з вхідним і вихідним отворами насоса.

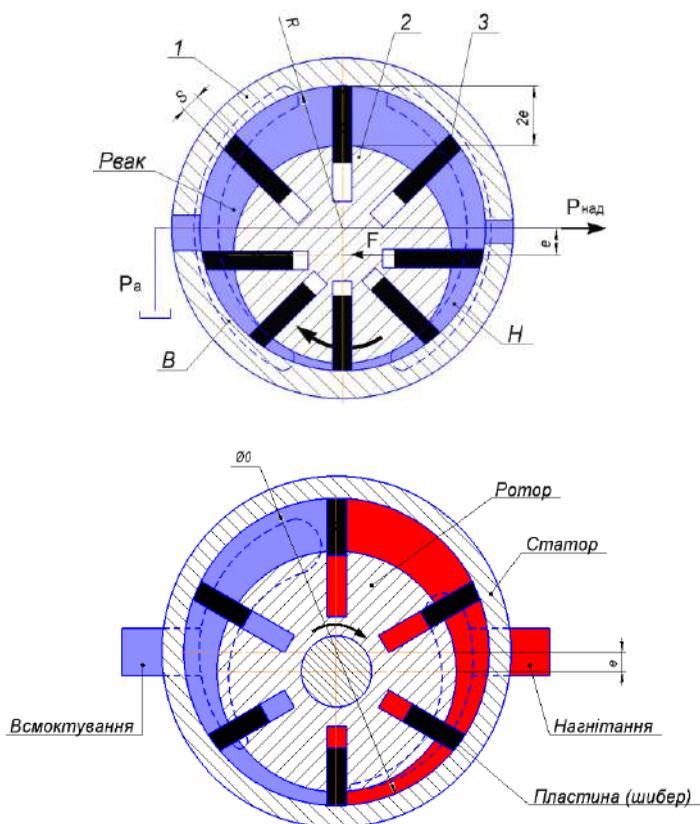


Рисунок 2.8 – Пластиначастий насос однократної дії:  
1 – корпус; 2 – ротор; 3 – пластини

Насос являє собою багатокамерну роторну гідравлічну машину. Кожна камера (рис. 2.8), утворена поверхнями двох сусідніх пластин, ротора, корпусу і розподільних дисків.

При обертанні ротора насоса від приводного електродвигуна пластини висуваються з пазів і постійно притискаються до поверхні розточки корпусу відцентровими силами. Якщо ротор

обертається за годинниковою стрілкою, то робочі камери, розташовані зліва від вертикальної осі, збільшують свої об'єми. В них створюється вакуум, і рідина за рахунок різниці тисків надходить з бака насосної станції через вікно  $B$  у камери насоса, – відбувається всмоктування. Одночасно камери, розташовані праворуч від осі, зменшують свої об'єми обсяги, і рідина, що в них знаходиться, витісняється через вікно  $H$  у напірну лінію з надлишковим тиском – відбувається процес нагнітання.

За один оборот ротора кожна камера робить один повний цикл, тобто всмоктування і нагнітання.

Якщо помістити ротор всередині кільця, яке може переміщатися в корпусі насоса, то можна створити регульовану гідравлічну машину.

Продуктивність такого насоса буде залежати від величини ексцентриситету, а напрямку руху потоку рідини від напрямку (вгору або вниз) зміщення осі кільця від осі ротора, причому подача насоса буде дорівнювати нулю, якщо  $e=0$ , тобто коли осі ротора і статора збігаються.

Недоліком розглянутої схеми є значне за величиною і постійне по напрямку навантаження  $F$  на опори ротора, викликане різницею тисків  $P_{над}$  і  $P_{вак}$  в камерах нагнітання і всмоктування.

Переваги насосів односторонньої дії:

- низький рівень шуму;
- низький рівень пульсацій;
- можливість регулювання робочого об'єму;
- низька, в порівнянні з роторно-поршневыми насосами вартість;
- менш вимогливий до чистоти робочої рідини.

Недоліки насосів односторонньої дії:

- великі навантаження на підшипники ротора;
- складність ущільнення торців пластин;
- низька ремонтпридатність;
- порівняно невисокі тиски (до 7 МПа).

Теоретичну продуктивність пластинчастого насоса однократної дії визначають за формулою:

$$Q_m = 2e(2\pi R - zS)bn, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.19)$$

де  $e$  – ексцентриситет (зміщення осі статора насоса по відношенню до осі ротора);

$R$  – радіус циліндричної розточення статора;

$z$  – число пластин;

$S$  і  $b$  – товщина і ширина пластин;

$n$  – частота обертання ротора насоса (вала приводного електродвигуна).

Пластинчастий насос двократної дії (рис. 2.9) має ряд істотних конструктивних і експлуатаційних відмінностей від насоса одноразової дії.

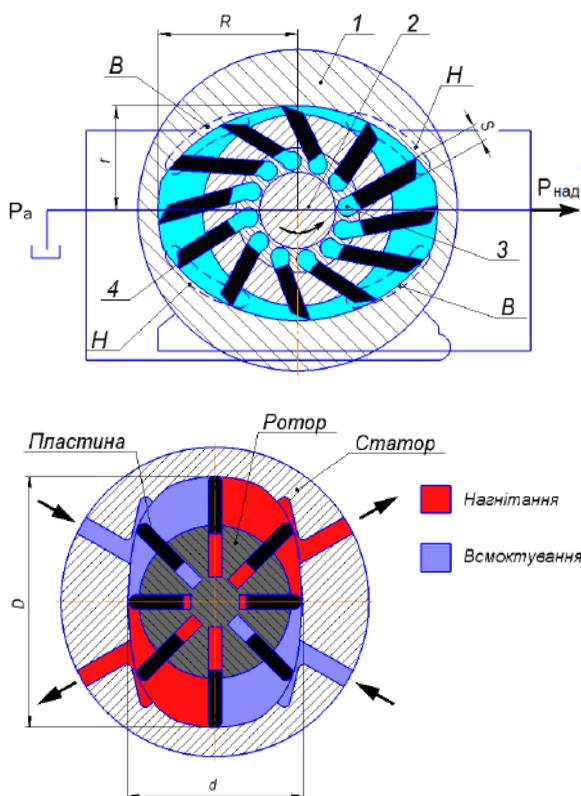


Рисунок 2.9 – Пластинчастий насос двократної дії:  
 1 – корпус; 2 – ротор; 3 – кільцева проточка; 4 – пластини

Корпус  $1$  насоса має внутрішню розточку, профіль якої утворений двома дугами радіусів  $R$  і  $r$ , а також перехідними кривими, прилягаючими зазначені дуги на ділянках всмоктування і нагнітання. Дві зони всмоктування  $B$  і дві зони нагнітання  $H$  розташовані в корпусі насоса симетрично один проти одного. Осі розточки корпусу і ротора  $2$  збігаються.

Рідина з зон нагнітання  $H$  підведена в кільцеву проточку  $3$ , з якої вона надходить під торці пластин  $4$ , тому радіальне переміщення пластин і притиск їх до профільованої поверхні корпусу проводиться не тільки відцентровою силою, а й силою тиску рідини. У деяких моделях насосів рідиною підтискають і розподільні диски, розташовані по торцях ротора. Ці конструктивні рішення зменшують внутрішні витоки в насосі.

При обертанні ротора насоса проти годинникової стрілки, камери, розташовані праворуч від вертикальної осі і нижче горизонтальної осі, збільшують свій об'єм, тиск в них падає до величини менше атмосферного (створюється розрідження) і рідина з бака надходить в насос – відбувається процес всмоктування. Наступну чверть оберту камери зменшують свій об'єм, пластини надають силову дію на рідину і витісняють її в напірний трубопровід під надлишковим тиском – відбувається процес нагнітання. Таким чином, за один оборот ротора повний цикл роботи насоса повторюється двічі, тобто відбувається дворазова дія насоса.

Через діаметрально протилежне розміщення робочих порожнин в насосі сили тиску рідини на ротор врівноважені, а опори ротора розвантажені, що є суттєвою перевагою в порівнянні з раніше розглянутими конструкціями насосів.

Теоретичну продуктивність пластинчастого насоса двократної дії визначають за формулою:

$$Q_m = 2b(R - r)[\pi(R + r) - zS]n, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.20)$$

де  $b$  – ширина пластини;

$R$  і  $r$  – відповідно великий і малий радіуси розточки корпусу;

$z$  – число пластин;

$S$  – товщина пластини;

$n$  – частота обертання ротора (валу приводного електродвигуна).

Аналіз формули (2.20) показує, що продуктивність даного насоса можна змінювати тільки за рахунок регулювання частоти обертання валу приводного двигуна, отже, сам пластинчастий насос дворазової дії являє собою нерегульовану машину.

Подачу пластинчастого насоса подвійної дії визначають за формулою:

$$Q = qn z_{об} = 2b \left[ \pi(R_1^2 - R_2^2) - \frac{tz(R_1^2 - R_2^2)}{\cos\alpha} \right] n z_{об},$$

де  $b$  – ширина ротора;

$R$  і  $r$  – радіуси дуг, що утворюють профіль внутрішньої поверхні статора;

$b$  – товщина пластин;

$z$  – число пластин;

$\alpha$  – кут нахилу пластин до радіусу.

Переваги пластинчастих насосів подвійної дії:

– низький рівень шуму;

– низький рівень пульсацій;

– можливість регулювання робочого об'єму;

– врівноваженість радіальних навантажень в роторі;

– низька, в порівнянні з роторно-поршневими насосами, вартість;

– менш вимогливий до чистоти робочої рідини;

– великий, в порівнянні з пластинчастими насосами одноразової дії, тиск (до 21 МПа).

Недоліки пластинчастих насосів подвійної дії:

– низька ремонтпридатність;

– складність ущільнення торців пластин.

Сучасні пластинчасті насоси можуть бути використані і в якості гідромоторів, причому деякі насоси застосовні без змін, а інші – при незначній конструктивній зміні окремих деталей.

*Пластинчасті гідромотори* можуть бути також одно-, дво- і багаторазової дії. Пластинчасті гідромотори від пластинчастих

насосів відрізняються тим, що в їх конструкцію включені пристрої, що забезпечують постійний притиск пластин до статорного кільця.

При підведенні до машини рідини на робочу поверхню пластин діє сила, що створює крутний момент на валу гідромотора, який для гідромоторів одноразової дії визначається за формулою:

$$M_{кр} = \frac{\Delta P_q}{2\pi} \eta_M = \frac{\Delta P}{2\pi} 2eb(\pi D - zt)\eta_M,$$

а для гідромоторів подвійної дії:

$$M_{кр} = \frac{\Delta P_q}{2\pi} \eta_M = \frac{\Delta P}{2\pi} 2eb[\pi(R_1^2 - R_2^2) - tz(R_1 - R_2)]\eta_M.$$

Гідромотори подвійної дії так само, як і насоси подвійної дії, нерегульовані.

Надійність і термін служби пластинчастих гідромашин залежать від матеріалу пластин і статорного кільця. Щоб уникнути відпуск матеріалу пластин через нагрівання від тертя об статорне кільце пластини виготовляють зі сталі з високою температурою відпуску. Статорне кільце цементується і гартується. Ротор виготовляють із загартованої хромової сталі, а торцеві розподільні диски – з бронзи.

Пластинчасті гідромотори, незважаючи на відмінні масові і габаритні показники, малий момент інерції, незначну пульсацію моменту, знаходять обмежене використання, що пов'язано з низьким тиском (до 6,3 МПа), високою мінімальною частотою обертання (100...150 хв<sup>-1</sup>) і низьким ККД (~0,8). Останнє викликано наявністю тертя ковзання основних робочих елементів і труднощами ущільнення пластин.

## 2.6 Аксіально-поршневі гідромашини

Аксіально-поршневі гідромашини відносяться до роторно-поршневих гідромашин з просторовою кінематикою, в яких обертальний рух валу (для насосів) перетворюється в зворотно-поступальний рух поршнів (витискувачів).

У цих гідромашин робочі камери утворені робочими поверхнями циліндрів і поршнів, а осі поршнів паралельні (аксіальні) осі блоку циліндрів (ротора) або складають з нею кут не більше  $45^\circ$ . Ці гідромашини з аксіальним розташуванням циліндрів, тобто вони розташовуються навколо осі обертання блоку циліндрів, паралельні або розташовуються під невеликим кутом до осі.

Існує поділ за типом витискувача на аксіально-плунжерні і аксіально-поршневі гідромашини. Відрізняються вони тим, що, по-перше, в якості витискувачів використовуються плунжери, а по-друге, – поршні (рис. 2.10).

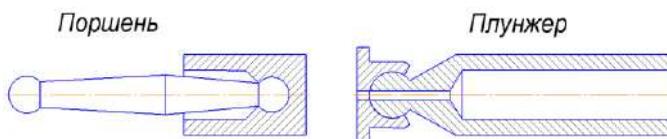


Рисунок 2.10 – Витискувачі аксіально-поршневих насосів

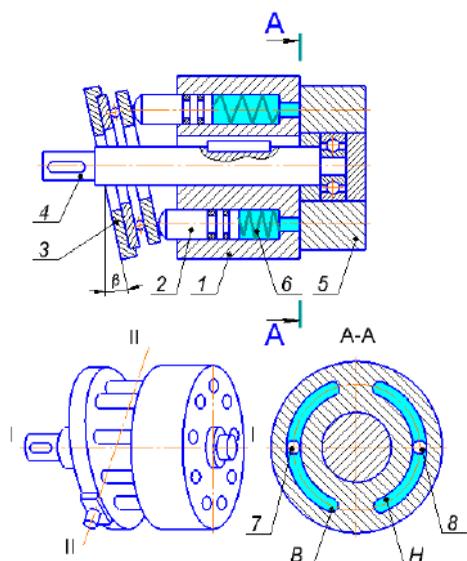
Насоси даного типу є найпоширенішими в сучасних гідроприводах. За кількістю конструктивних виконань вони в багато разів перевершують інші типи гідронасосів. Ці насоси мають найкращі габаритно-вагові характеристики (іншими словами мають високу питому потужність), мають високий ККД. Насоси цього типу здатні давати тиск до 40 МПа і працювати на високих частотах обертання (насоси загального застосування мають частоти до  $4000 \text{ хв}^{-1}$ , але існують спеціалізовані насоси цього типу з частотами обертання до  $20000 \text{ хв}^{-1}$ ).

Всі аксіально-поршневі насоси можна розділити на два типи.

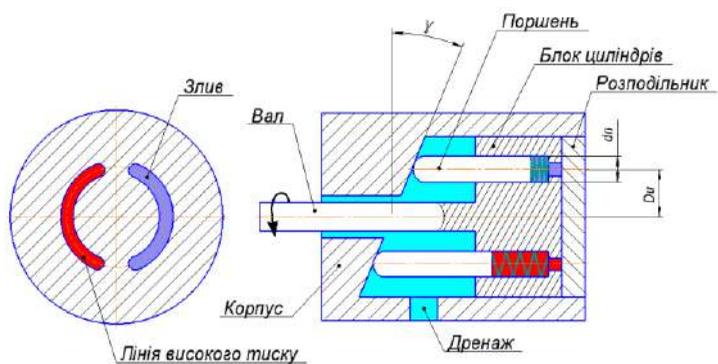
1. З похилим блоком – вісь обертання блоку циліндрів розташовується під кутом до осі обертання валу.

2. З похилим диском – вісь обертання блоку циліндрів збігається з віссю обертання валу.

Найбільшого поширення набули насоси з похилим диском (рис. 2.11).



a)



б)

Рисунок 2.11 – Аксіально-поршневий насос з похилим диском:  
 а – конструктивна схема; б – принципова схема; 1 – блок; 2 – поршні; 3 – диск;  
 4 – вал; 5 – розподільник; 6 – пружини

Насос складається з корпусу (на рис. 2.11 *a* не показаний), блоку циліндрів з поршнями 2, похилого диска 3, виконаного у вигляді упорного підшипника кочення, нерухомого торцевого розподільника 5. Поршні 2 пружинами 6 постійно підтиснені до похилого диска. Вал 4 насоса передає обертання блоку 1 від приводного електродвигуна. Робочі камери насоса утворені поверхнями циліндричних розточень (циліндрів) блоку 1 і торцями поршнів 2.

Для підведення і відведення рідини в розподільнику 5 виконані дугоподібні пази *B* всмоктування і *H* нагнітання, які отворами 7 і 8 з'єднані відповідно з всмоктуючим і напірним трубопроводами. При обертанні блоку 1 робочі камери поперемінно з'єднуються з пазами *B* і *H* розподільника.

Якщо похилий диск 3 встановити під деяким кутом до осі *I-I*, то при обертанні блоку 1 поршні 2 будуть здійснювати зворотно-поступальний рух в розточках, що призведе до періодичної зміни об'ємів робочих камер насоса. При обертанні вала, наприклад, за годинниковою стрілкою, робочі камери, що знаходяться зліва від вертикальної осі розподільника і сполучені з пазом *B*, збільшують свій об'єм. У цих камерах утворюється вакуум і за рахунок різниці тисків рідина з бака насосної станції заповнює камери – відбувається процес всмоктування. Одночасно, робочі камери, що знаходяться праворуч від осі розподільника і сполучені з пазом *H*, зменшують свій об'єм. Поршні в цих камерах надають силовий вплив на рідину, що призводить до зростання тиску, і витісняють її в напірний трубопровід – відбувається процес нагнітання.

Змінюючи кут нахилу диска за рахунок його повороту щодо осі *II-II*, можна змінювати продуктивність насоса. При цьому, якщо диск 3 встановлений перпендикулярно осі *I-I*, рух поршнів 2 в циліндрах припиниться, і продуктивність насоса буде дорівнювати нулю. Нахил диска в інший бік призводить до зміни напрямку потоку рідини, тобто наведена на рисунку 2.11 *b* схема дозволяє створити регульований і оборотний насос.

Робочий об'єм аксіально-поршневого насоса з похилим диском визначається за формулою:

$$q = \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} zh = \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} z D t g \gamma, \quad (2.21)$$

де  $d_{\Pi}$  – діаметр поршня;  
 $z$  – число всіх поршнів;  
 $h$  – максимальний хід поршня,

$$h = D \cdot t g \gamma,$$

де  $D$  – діаметр окружності блоку, на якому розташовані осі циліндрів;  
 $\gamma$  – кут нахилу диска, зазвичай  $\gamma = 20 \dots 25^\circ$ .

Принцип регулювання подачі, заснований на зміні робочого об'єму насоса. Зміна величини кута  $\gamma$  призводить до зміни подачі.

На рисунку 2.12 показана конструктивна схема аксіально-поршневого насоса з похилим блоком. При обертанні валу насоса, обертається шарнірно з'єднаний з ним блок циліндрів. При цьому поршні здійснюють поступальні рухи. Блок циліндрів прилягає до розподільника, який має два пазу: один паз з'єднаний з лінією всмоктування, а інший – з лінією нагнітання.

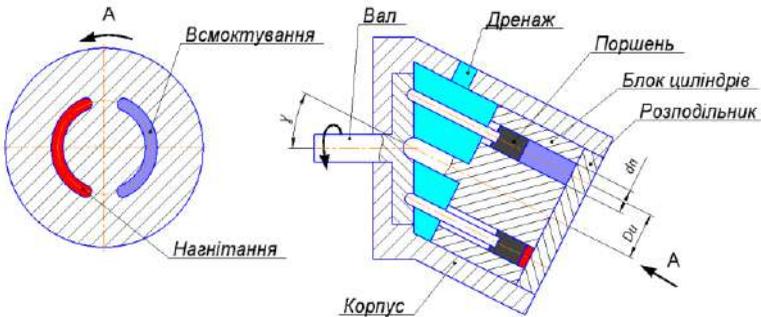


Рисунок 2.12 – Аксіально-поршковий насос з похилим блоком

При висуванні поршня циліндр рухається над пазом всмоктування (див. вид  $A$ , рис. 2.12) і наповнюється рідиною. Після проходження нижньої мертвої точки (точки, в якій поршень знаходиться в максимально висунутому стані), циліндр

з'єднується з пазом нагнітання в розподільнику і починає витісняти рідину з циліндра, поки не досягне верхньої мертвої точки (точки, в якій поршень знаходиться в максимально глибоко розміщеному в циліндрі стані). Далі циліндр знову з'єднується з пазом всмоктування і цикл повторюється. Система розподілу, яка використовується в даній конструкції насоса, називається *золотниковою*.

Витоки з циліндрів під час нагнітання скупчуються в корпусі насоса. Щоб не допустити зростання тиску в корпусі, на насосах даної конструкції є лінія дренажу. Якщо її заглушити, то це призведе до виходу з ладу манжети вала і порушенню герметичності насоса, а в деяких випадках – до руйнування корпусу насоса.

Робочий об'єм аксіально-поршневого насоса з похилим блоком характеризується сумарним об'ємом рідини, що витісняється поршнями за один оборот валу, і визначається за формулою:

$$q = \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} z h = \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} z D_1 \sin \gamma, \quad (2.20)$$

де  $d_{\Pi}$  – діаметр поршня;  
 $z$  – число всіх поршнів;  
 $h$  – максимальний хід поршня;

$$h = D_1 \cdot \sin \gamma,$$

де  $D_1$  – діаметр окружності упорного фланця, на якому розташовані центри кульових шарнірів шатунів;

$\gamma$  – кут нахилу осі блоків циліндрів до осі приводного вала, зазвичай  $\gamma = 15 \dots 25^\circ$  (іноді до  $40^\circ$ ).

З формули (2.20) видно, що робочий об'єм насоса залежить від кута нахилу блоку циліндрів. Змінюючи кут нахилу блоку циліндрів, можна змінювати робочий об'єм, а, отже, і подачу насоса. Чим більше кут  $\gamma$ , тим більше робочий об'єм і подача насоса.

Для насосів конструкцій, які наведено на рисунках 2.11 і 2.12, можливі виконання із змінним робочим об'ємом. Зміна робочого об'єму відбувається за рахунок зміни кута нахилу диска або блоку (в залежності від конструкції). При зміні обсягу робочої рідини або напрямку її подачі змінюється частота і напрямок обертання валу гідромотора.

Для аксіально-поршневих насосів необхідний механізм синхронізації обертання приводного вала і блоку циліндрів. Існує чотири основних способи такої синхронізації:

- синхронізація одинарним (силовим) карданом;
- синхронізація подвійним (несиловим) карданом;
- синхронізація шатунами поршнів (безкарданна схема);
- синхронізація конічним зубчастим зачепленням.

Теоретичну продуктивність аксіально-поршневого насоса визначають за формулою:

$$Q_m = \frac{\pi d^2}{4} \cdot D \operatorname{tg} \beta z n, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.21)$$

де  $d$  – діаметр поршня;

$D$  – діаметр окружності блоку, на якій розташовані осі циліндрів з поршнями;

$\beta$  – кут нахилу диска;

$z$  – число поршнів в блоці;

$n$  – частота обертання блоку (зазвичай дорівнює частоті обертання валу приводного електродвигуна).

Розглянемо ще одну досить поширену конструкцію насоса з похилим диском. Це конструкція аксіально-плунжерного насоса з нерухомим блоком, клапанним розподілом і приводом плунжерно-кулачкового типу (обертається похилою шайбою). За ДСТУ 17398-72 цей тип насоса класифікується як аксіально-кулачковий. Схема такого насоса показана на рисунку 2.13.

Ця конструкція має принципові відмінності від конструкції, зображеної на рисунку 2.11. Насос на рисунку 2.13 на відміну від попередньої конструкції (рис. 2.11) має нерухомий блок циліндрів, поєднаний з корпусом, похилий диск, об'єднаний з

валом і клапанний розподіл робочої рідини. Хід плунжера визначається обертанням похилого диска.

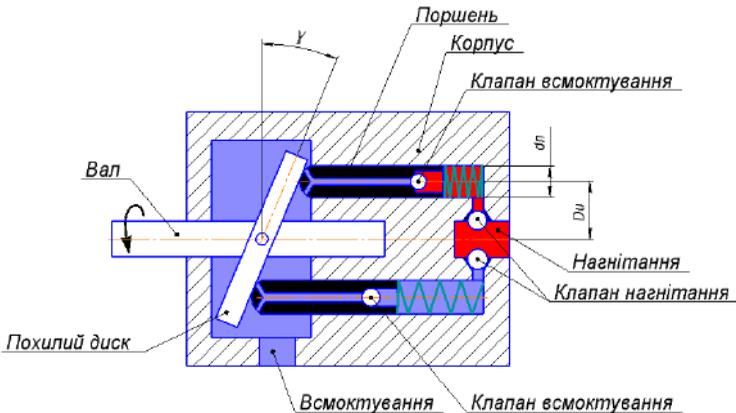


Рисунок 2.13 – Аксіально-кулачковий насос з похилим диском

Система розподілу працює наступним чином: висуваючись з циліндра поршень створює в камері розрядження і через клапан всмоктування камера наповнюється рідиною з порожнини корпусу, об'єднаної зі всмоктуванням. При входженні в циліндр клапан всмоктування знаходиться в закритому стані, відбувається витіснення робочої рідини з робочої камери через клапан нагнітання в лінію нагнітання.

Деякі конструкції аксіально-кулачкових насосів можуть працювати на тисках до 70 МПа.

У даній конструкції відсутня лінія дренажу, так як всмоктування здійснюється безпосередньо з корпусу насоса. При цьому в корпусі насоса абсолютний тиск нижче атмосферного. З цієї причини в даній конструкції підвищені вимоги пред'являються до ущільнення вала, при виході з ладу якого насос підсмоктує повітря і подає в гідросистему суміш повітря і робочої рідини. Така суміш призводить до вібрацій в гідросистемі і виходу з ладу її елементів, включаючи насос.

Робочий об'єм розраховується за тією ж залежністю, що і для описаних вище конструкцій аксіально-поршневих насосів. Слід

зазначити, що насос даної конструкції не має виконання з регульованим робочим об'ємом.

Аксіально-поршневі гідромашини стали одними з найбільш вживаних в гідроприводах мобільних машин і стаціонарному обладнанні завдяки ряду переваг.

Переваги насосів аксіально-поршневого типу:

- більш високий повний ККД (0,85...0,94) в порівнянні з ККД шестеренних і пластинчастих гідромашин;

- працездатність при високому тиску в межах 20...32 МПа (до 70 МПа);

- можливість регулювати робочий об'єм за рахунок нахилу диска або блоку циліндрів;

- широкий діапазон робочих обсягів – від 0,5 см<sup>3</sup>/об до 30 дм<sup>3</sup>/об;

- висока всмоктувальна здатність насосів, що забезпечує можливість їх експлуатації в гідросистемах з відкритою циркуляцією робочої рідини;

- широкий діапазон частоти обертання – від 1 до 6000 хв<sup>-1</sup>;

- тривалий термін служби – до 10000...12000 год;

- низький рівень шуму;

- високі питомі показники.

Недоліки насосів аксіально-поршневого типу:

- складна кінематика;

- багато прецизійних деталей, тому вони складні у виготовленні;

- мають високу вартість;

- пред'являють підвищені вимоги до тонкощі фільтрації робочої рідини.

*Аксіально-поршневі гідромотори* відрізняються від інших типів можливістю надійного ущільнення робочої камери, що дозволяє працювати при високому тиску (до 32 МПа і вище) і з високим ККД (> 0,90).

## **2.7 Радіально-поршневі гідромашини**

*Радіально-поршневою гідромашиною* називають роторно-поршкову гідромашину, у якій робочі камери утворені робочими поверхнями циліндрів і поршнів, а осі поршнів розташовані

перпендикулярно (радіально) осі блоку циліндрів (ротора) або складають з нею кут більше  $45^\circ$ .

Радіально-поршневі насоси бувають двох типів:

- з ексцентричним ротором;
- з ексцентричним валом.

На рисунку 2.14 показана конструктивна схема радіально-поршневого насоса.

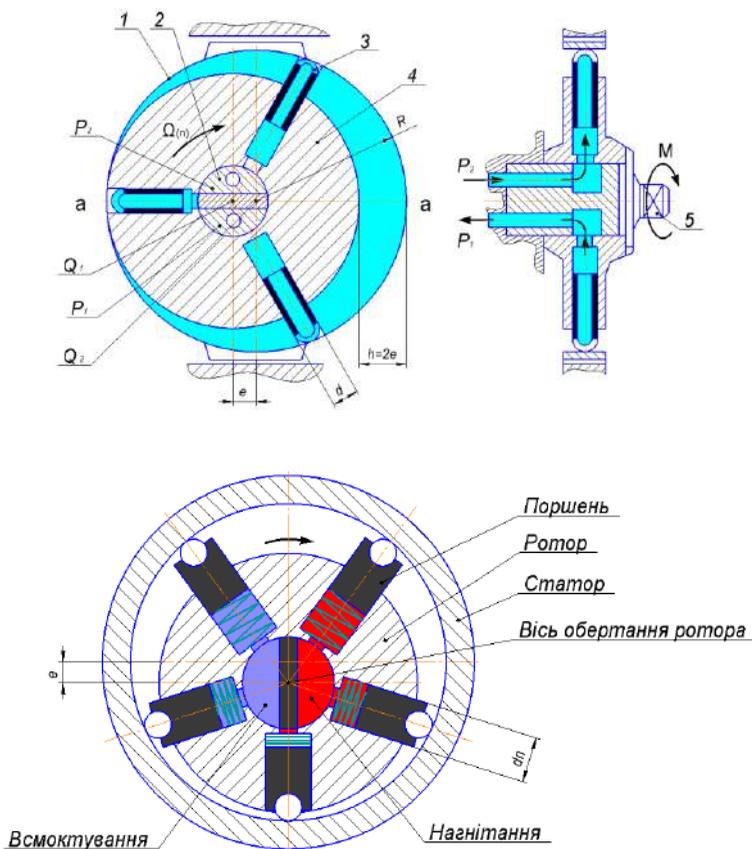


Рисунок 2.14 – Радіально-поршневий насос з ексцентричним ротором:  
 1 – обойма; 2 – розподільна вісь; 3 – поршні; 4 – блок циліндрів;  
 5 – приводний вал

Насос містить обойму 1, розташовану в корпусі (не показаний) з можливістю переміщення уздовж осі  $a-a$ . В циліндричному розточенні обойми на нерухомій розподільній осі 2 розташований обертовий блок циліндрів 4, приводний вал 5 якого з'єднаний з електродвигуном. У блоці 4 в радіальних розточеннях (циліндрах) вільно (без закріплення) розташовані поршні 3.

Поршні можуть розташовуватися у блоці в кілька рядів, а загальне число поршнів іноді досягає декількох десятків. У робочому положенні вісь обойми  $O_2$  і вісь обертання блоку циліндрів  $O_1$  зміщені на величину  $e$ , що забезпечує нерівномірний зазор між внутрішньою поверхнею обойми і зовнішньою поверхнею блоку.

При роботі насоса поршні, постійно притиснуті відцентровими силами до обойми, здійснюють обертальний рух навколо осі  $O_1$  і зворотно-поступальний рух в циліндрах блоку. Якщо блок обертається за годинникову стрілку, то поршні, що знаходяться вище осі  $a-a$  переміщуються від осі  $O_1$ , що призводить до збільшення об'ємів робочих камер, падіння тиску  $P_2$  до величини менше атмосферного тиску і забезпечує всмоктування оливи з бака насосної станції. Одночасно поршні, розташовані нижче осі  $a-a$  переміщуються до осі  $O_1$  і витісняють рідину з робочих камер з надлишковим тиском  $P_1$  через отвір в розподільній осі 2 в напірну лінію приводу. Зони всмоктування і нагнітання розділені перегородкою, що збігається з віссю  $a-a$ .

Таким чином, при обертанні ротора поршні здійснюють поступальний рух. Величина ходу складе  $2e$ . Насос даної конструкції має золотниковий розподіл. При обертанні циліндри по черзі з'єднуються з порожнинами зливу і нагнітання розділеними перегородкою золотника, розташованого в центрі.

Радіально-поршневий насос з ексцентричним валом зображений на рисунку 2.15. Конструктивно поршнева група насоса встановлена в статорі насоса. Вісь обертання валу і вісь нерухомого статора збігаються, але на валу є кулачок, який зміщений на величину  $e$  щодо центру обертання валу.

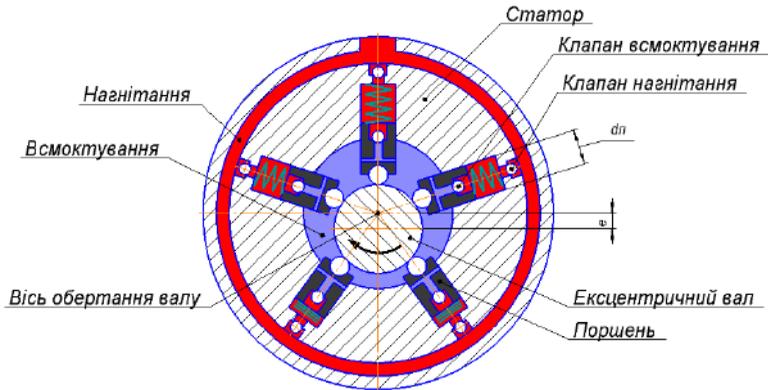


Рисунок 2.15 – Радіально-поршковий насос з ексцентричним валом

При обертанні вала, кулачок змушує поршні здійснювати поступальний рух. Величина ходу складе  $2e$ . Насос даної конструкції має клапанний розподіл. При обертанні вала поршні, висуваючись з циліндрів, наповнюються рідиною через клапани всмоктування. Нагнітання рідини відбувається через клапани нагнітання при входженні поршнів в циліндри.

Дана конструкція рідко використовується як насосна і набагато частіше використовується в гідромоторах.

Теоретичну продуктивність радіально-поршневого насоса визначають за формулою:

$$Q_m = hS_{\Pi}zn = \frac{\pi d^2}{4} \cdot ezn, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (2.22)$$

де  $h = 2e$  – хід поршня в циліндрі;

$S_{\Pi}$  – площа поршня;

$d$  – діаметр поршня (плунжера);

$e$  – ексцентриситет  $O_1O_2$ ;

$z$  – число поршнів в блоці;

$n$  – частота обертання блоку (зазвичай дорівнює частоті обертання валу електродвигуна).

Продуктивність в регульованих насосах залежить від налаштованої величини ексцентриситету, який можна змінювати не тільки за величиною, а й у напрямку (знаку) зміщення об'єми  $I$  в направляючих корпусу. Зміна знака ексцентриситету викликає зміну напрямку (реверс) потоку оливи в насосі.

Таким чином, радіально-поршневі насоси можуть мати конструкцію зі змінним робочим об'ємом. Регулювання робочого об'єму відбувається за рахунок зміни величини ексцентриситету  $e$ .

З двох описаних конструкцій більшого розповсюдження отримали радіально-поршневі насоси з ексцентричним валом. Це стало наслідком більш простої конструкції.

Переваги радіально-поршневих насосів:

- простота конструкції;
- висока надійність;
- робота на тисках до 100 МПа;
- відносно малий осьовий розмір.

Недоліки радіально-поршневих насосів:

- висока пульсація тиску;
- малі частоти обертання валу;
- більша вага конструкції по відношенню до аксіально-поршневих машин.

## **2.8 Гідроциліндри (лінійні гідродвигуни)**

Гідравлічні циліндри (силові гідроциліндри) призначені для перетворення енергії рухомої рідини в механічну енергію поступального руху вихідної ланки.

*Гідравлічні циліндри* (гідроциліндри) – це гідродвигуни зі зворотно-поступальним рухом вихідної ланки. Завдяки своїй конструктивній простоті, можливості реалізації значних зусиль, малої вартості, високими питомими показниками і надійності гідроциліндри є найпоширенішими об'ємними гідродвигунами.

Залежно від конструкції розрізняють кілька видів гідравлічних циліндрів:

- за напрямком дії робочої рідини:
  - односторонньої дії;
  - двосторонньої дії;
- за кількістю положень штока:
  - двопозиційні;

- багатопозиційні;
- за характером ходу:
  - одноступінчасті;
  - телескопічні;
- за можливістю гальмування:
  - з гальмуванням;
  - без гальмування;
- за видом робочої ланки:
  - плунжерні;
  - мембранні;
  - сильфонні;
  - поршневі;
- з одностороннім штоком;
- з двостороннім штоком;
- за способом підключення:
  - з послідовним (стандартним) підключенням;
  - з кільцевим (диференціальним) підключенням.

*Гідроциліндри односторонньої дії* – це гідроциліндри, у яких рух вихідної ланки під дією рідини можливий тільки в одному напрямку (рис. 2.16). Рух в зворотному напрямку відбувається під дією зовнішніх сил (ваги вантажу, що піднімається або пружини). Такі гідроциліндри застосовуються здебільшого в вантажопідійомних машинах.

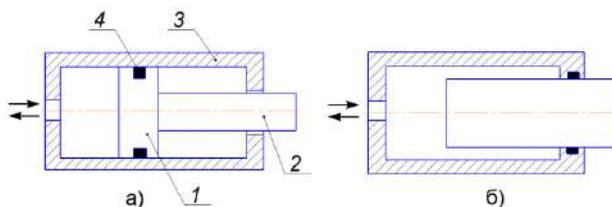


Рисунок 2.16 – Гідроциліндри односторонньої дії:  
 а – поршневий; б – плунжерний; 1 – поршень; 2 – шток; 3 – корпус;  
 4 – ущільнення

Для *гідроциліндрів двосторонньої дії* характерно те, що рух вихідної ланки під дією рідини можливий в двох взаємно протилежних напрямках. Вони виконуються в двох варіантах:

- поршневий гідроциліндр з одностороннім штоком, в якому шток знаходиться з одного боку поршня (рис. 2.17 а, 2.18);
- поршневий гідроциліндр з двостороннім штоком, в якому шток розташований по обидва боки поршня (рис. 2.17 б, 2.19).

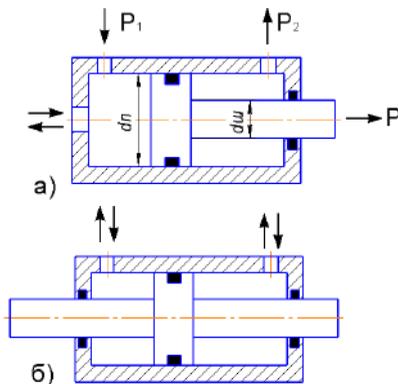


Рисунок 2.17 – Гідроциліндри двосторонньої дії:  
а – з одностороннім штоком; б – з двостороннім штоком

Розглянемо конструкцію і принцип роботи двостороннього гідроциліндра з одностороннім штоком (рис. 2.18).

Робоча рідина від насоса, через розподільник направляється в одну з порожнин (поршневу або штокову), протилежна порожнина з'єднується зі зливом. Герметичність робочих камер забезпечується манжетними ущільненнями, що не дозволяють перетікати рідині з поршневої порожнини в штокову. В кришці гідроциліндра також встановлюють манжету для ущільнення штока, і брудознімач для запобігання попадання часток забруднення в порожнину циліндра.

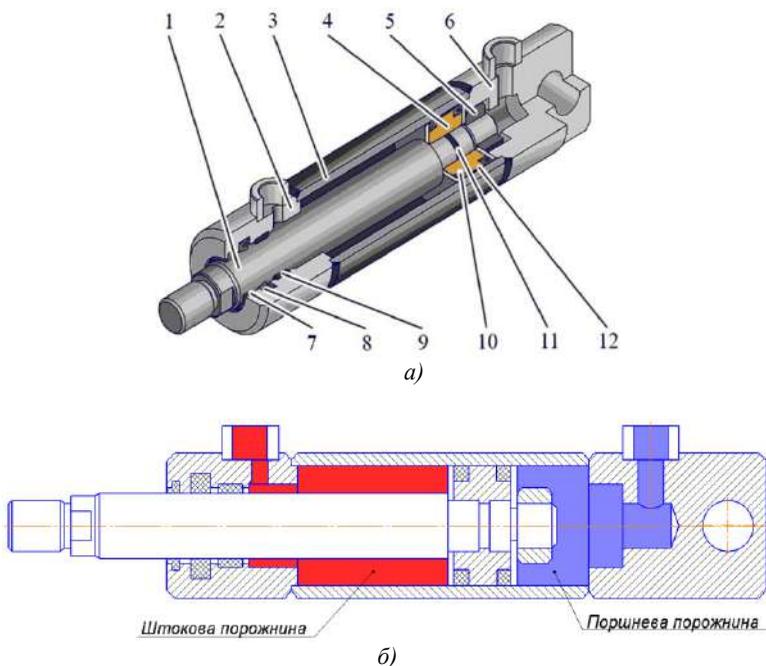


Рисунок 2.18 – Гідроциліндри двосторонньої дії з одностороннім штоком:  
*a* – пристрій; *б* – принцип роботи; 1 – шток; 2 – передня кришка; 3 – гільза;  
 4 – поршень; 5 – гайка; 6 – задня кришка; 7 – брудознімач; 8 – манжета штокова;  
 9 – кільце направляюче штокове; 10 – манжета поршнева; 11 – кільце  
 гумове; 12 – кільце направляюче поршневе

Поршневі гідроциліндри можуть створювати як штовхаюче, так і зусилля, що тягне. При надходженні рідини в поршкову порожнину рідина впливає на поршень, штовхаюче зусилля, що розвивається гідроциліндром, в цьому випадку буде пропорційно тиску і площі поршня:

$$F_1 = p_1 \cdot S_1 = p_1 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4},$$

де  $p_1$  – значення тиску в поршневій порожнині гідроциліндра;  
 $S_1$  – активна площа поршня;  
 $D$  – діаметр поршня.

Швидкість переміщення поршня зі штоком буде залежати від діаметра поршня і витрати рідини:

$$V = Q / \frac{\pi \cdot D^2}{4}.$$

При подачі рідини в штокову порожнину гідроциліндра, тиск буде впливати на кільцеву поверхню, утворену зовнішніми діаметрами поршня і штока. Тягуче зусилля в цьому випадку можна обчислити, використовуючи залежність:

$$F_2 = p_2 \cdot S_2 = p_2 \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4},$$

де  $p_2$  – значення тиску в штоковій порожнині гідроциліндра;  
 $S_2$  – активна площа поршня з боку штока;  
 $d$  – діаметр штока.

Швидкість переміщення поршня при підводі рідини в штокову порожнину буде залежати не тільки від діаметра поршня і витрати, а й від діаметра штока:

$$V = Q / \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}.$$

Як показують представлені вище залежності – зусилля і швидкість переміщення поршня зі штоком при прямому і зворотному ході будуть різними. Якщо необхідні однакові зусилля або однакові швидкості переміщення вихідних ланок, то використовують гідроциліндри з двостороннім штоком (рис. 2.19).

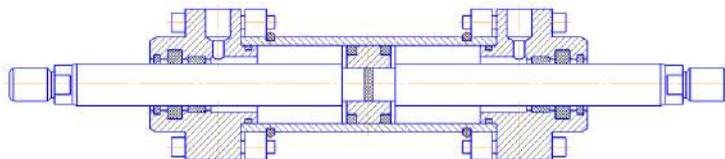


Рисунок 2.19 – Гідроциліндри двосторонньої дії з двостороннім штоком

Велике поширення в техніці отримали циліндри з двостороннім (прохідним) штоком (рис. 2.19). Їх головною перевагою є рівність швидкостей і зусиль при прямому і зворотному ході штока.

Для обчислення швидкості і зусилля гідроциліндра з двостороннім штоком, можна застосовувати формули, аналогічні тим, що використовувалися вище (за умови, що діаметри штоків і тиск з обох сторін поршня однакові):

$$F_1 = F_2 = p \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4},$$

$$V = Q / \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}.$$

У сучасній техніці застосовуються конструкції гідроциліндрів з двостороннім штоком з закріпленим циліндром і з закріпленим штоком (рис. 2.20).

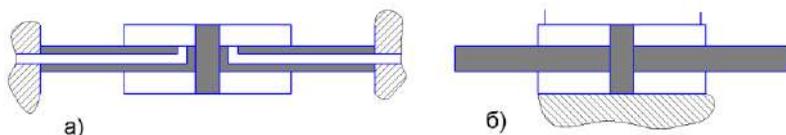


Рисунок 2.20 – Гідроциліндри двосторонньої дії з двостороннім штоком:  
*a* – із закріпленим штоком; *b* – із закріпленим циліндром

У плунжерних гідроциліндрах (рис. 2.21) рідина впливає на плунжер, розташований в робочій камері. Зворотний хід здійснюється за рахунок зовнішніх сил або сили тяжіння.

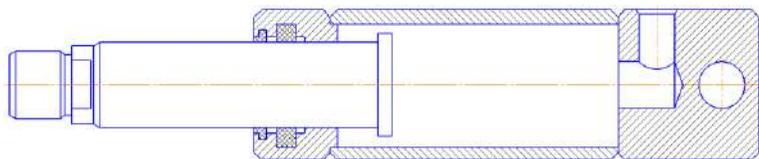


Рисунок 2.21 – Гідроциліндри плунжерного типу

Плунжер здатний передавати тільки зусилля стиснення. Величину зусилля можна обчислити, використовуючи залежність:

$$F_1 = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}.$$

Гідроциліндр з пружинним поверненням показаний на рисунку 2.22.

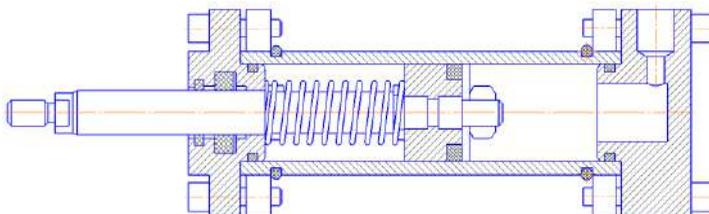


Рисунок 2.22 – Гідроциліндр з пружинним поверненням

При надходженні робочої рідини в поршневу порожнину здійснюється робочий хід. Пружина, яка розташована в штоковій порожнині стискається – шток висувається. Зворотний хід здійснюється за рахунок зусилля пружини, поршнева порожнина при цьому з'єднується зі зливом. Пружина може встановлюватися як в поршневій, так і в штоковій порожнині.

Для гідроциліндрів має значення і хід вихідної ланки, тому існує поділ на одноступінчасті і багатоступінчасті (телескопічні) гідравлічні циліндри (рис. 2.23, 2.24).

Багатоступінчасті гідроциліндри отримали назву телескопічних, завдяки послідовному руху циліндрів один за одним в процесі роботи. Телескопічні гідроциліндри можуть бути як одностороннього, так і двостороннього ходу.

У телескопічних гідроциліндрах (рис. 2.23, 2.24) один шток розміщений в порожнині іншого штока. Це дозволяє отримати велику величину переміщення вихідної ланки при незмінних габаритах, так як в телескопічних циліндрах хід може перевищувати довжину гільзи.

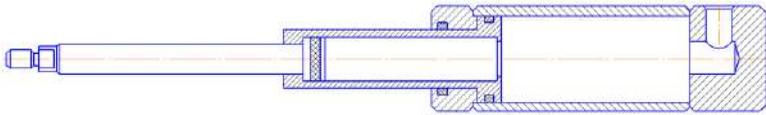
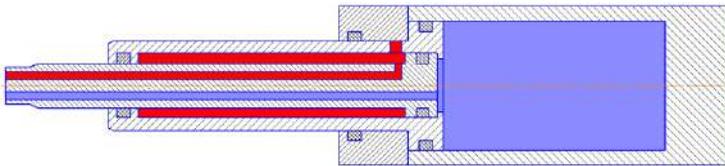


Рисунок 2.23 – Телескопічний гідроциліндр односторонньої дії

Робоча рідина підводиться в порожнину циліндра через задню кришку. Секції висуваються послідовно – в першу чергу рух почне секція з найбільшою ефективною площею, потім з меншою. Швидкість при висуванні кожної наступної секції буде збільшуватися, а зусилля падати, в зв'язку зі зменшенням ефективною площі. З цієї причини розрахунковим має бути зусилля на секції з мінімальною ефективною площею.

Зворотний хід здійснюється під дією зовнішніх сил, робоча порожнина при цьому з'єднується зі зливом.

На рисунку 2.24 представлений телескопічний гідроциліндр двосторонньої дії.



Рисунку 2.24 – Телескопічний гідроциліндр двосторонньої дії

Підведення робочої рідини в представлений на рисунку 2.24 гідроциліндр здійснюється через шток.

Висування секцій здійснюється в тому ж порядку, що і в телескопічних гідроциліндрах односторонньої дії.

Зворотний хід забезпечується підведенням робочої рідини в штокову порожнину, поршнева порожнина при цьому з'єднується зі зливом.

Залежно від підключення поршневих гідроциліндрів, говорять про послідовне (стандартне) або ж кільцеве (диференціальне) підключення. Якщо в першому випадку співвідношення швидкості руху і зусилля ходу в будь-якому напрямку зворотно пропорційні (велика швидкість вимагає менше зусиль), то диференціальне підключення забезпечує пряму

залежність між зусиллями ходу і швидкістю, що неможливо реалізувати при використанні тільки гідроциліндрів з однією порожниною без додаткових елементів.

При подачі рідини в поршневу порожнину і з'єднанні штокової порожнини з поршневою (рис. 2.25) виходить диференціальна схема включення гідроциліндра.

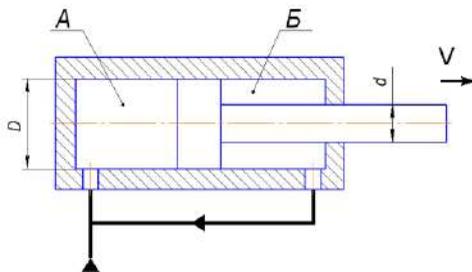


Рисунок 2.25 – Гідроциліндр з диференціальним підключенням

Рідина, яка витіснена зі штокової порожнини Б, перетікає в поршневу А, складаючись з потоком від насоса. При подачі рідини в штокову порожнину для створення руху в протилежному напрямку поршневу порожнину слід з'єднати зі зливом.

При диференціальному включенні поршня можна отримати однакові швидкості руху штока в обох напрямках. Для цього необхідно, щоб:

$$d = \frac{D\sqrt{2}}{2}.$$

Для збільшення зусилля на штоку гідроциліндра, при відсутності можливості збільшення зовнішнього діаметра, використовують тандемні або послідовно встановлені гідроциліндри. Схема здвоєного гідроциліндра показана на рисунку 2.26.

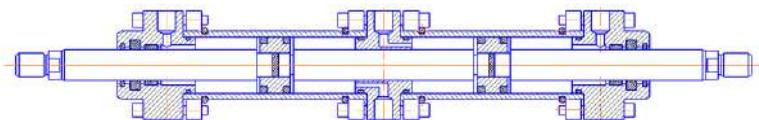


Рисунок 2.26 – Здвоєний гідроциліндр

В даному випадку збільшення зусилля досягається за рахунок додавання другої робочої камери і додаткового поршня, що дозволяє збільшити ефективну площу гідроциліндра.

Мембранні та сифонні гідроциліндри (рис. 2.27 *а, б*) мають малий хід штока (вихідної ланки), що обмежує їх застосування.

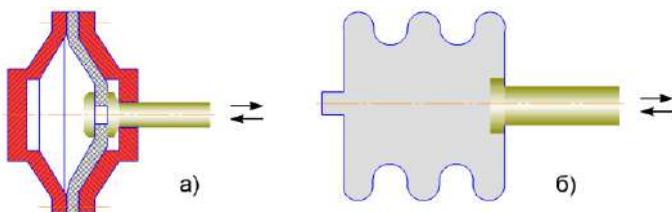


Рисунок 2.27 – Гідроциліндри: *а* – мембранний; *б* – сифонний

Перевагою цих гідроциліндрів є високий об'ємний ККД через відсутність перетоків і витоків, так як робоча рідина надходить в порожнину, де забезпечена хороша герметичність. Мембранні гідроциліндри виконуються з плоскою або гофрованою мембраною.

Плоскі мембрани виготовляються з гумотканинних матеріалів і застосовуються при тиску не вище 1 МПа. Сифони виготовляються з металів, а при невеликих тисках – з гуми або різних пластиків.

З метою запобігання можливого в кінці ходу удару поршня об кришку гідроциліндра і плавного гальмування застосовують демпферні пристрої – гальмівні пристрої. Конструктивне виконання демпферних пристроїв може бути різним, але принцип їх дії завжди заснований на утворенні в кінці ходу поршня відсіченого об'єму рідини, що дроселюється через щільні зазори. На рисунку 2.28 представлені типові схеми демпферних пристроїв.

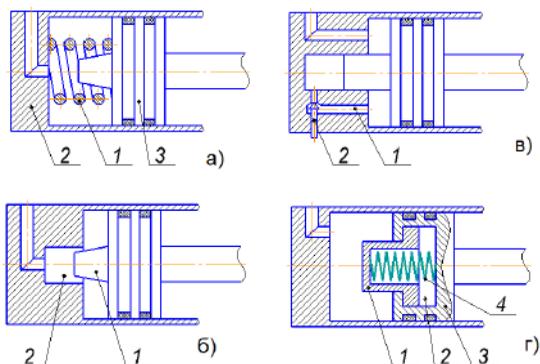


Рисунок 2.28 – Принципові схеми демпферів:

- а* – пружинний демпфер: 1 – пружина; 2 – кришки циліндра; 3 – поршень;  
*б* – демпфер з «ложним» штоком: 1 – шток; 2 – виточка;  
*в* – демпфер регульований з отвором: 1 – канал; 2 – голка;  
*г* – гідравлічний демпфер: 1 – стакан; 2 – порожнина; 3 – поршень; 4 – пружина

*Пружинний демпфер* (рис. 2.28 *а*) являє собою пружину 1, встановлену на внутрішній стороні кришки циліндра 2, що гальмує поршень 3 в кінці ходу.

*Демпфер з «ложним» штоком* (рис. 2.28 *б*) являє собою короткий «ложний» шток 1 і виточку 2 в кришці циліндра. «Ложний» шток може мати конічну або циліндричну форму. В кінці ходу поршня рідина замикається «ложним» штоком в виточенні кришки циліндра і витісняється звідти через вузьку кільцеву щілину. Якщо «ложний» шток виконаний у вигляді конуса, то ця щілина зменшується в міру досягнення поршнем кінця свого ходу. При цьому опір руху рідини зростає, а інерція, прискорення і швидкість руху поршня зменшуються.

*Регульований демпфер з отвором* (рис. 2.28 *в*) за принципом дії аналогічний демпферу з «ложним» штоком. Конструктивна відмінність полягає в тому, що замикаюча в виточенні кришки циліндра рідина витісняється через канал 1 малого перетину, в якому встановлена голка 2 для регулювання прохідного перетину отвору.

*Гідравлічний демпфер* (рис. 2.28 *г*) застосовується в тому випадку, коли конструкцією гідроциліндра не може бути передбачено пристрій виточки. У гідравлічному демпфері в кінці

ходу поршня стакан *1* впирається в кришку циліндра, а рідина витісняється з порожнини *2* через кільцевий зазор між стаканом *1* і поршнем *3*. Пружина *4* повертає стакан в початкове положення при холостому ході поршня.

## 2.9 Поворотні гідродвигуни

*Поворотним гідродвигуном* (квадрантом) називається об'ємний гідродвигун, у якого кут повороту вихідного вала обмежений (до  $360^\circ$ ). Застосування в гідроприводах поворотних гідродвигунів спрощує кінематику передавальних ланок машин і механізмів у порівнянні з гідроприводами, в яких для цих же цілей застосовуються гідроциліндри, так як вал поворотного гідродвигуна може бути безпосередньо з'єднаний з валом приводної машини без будь-яких проміжних кінематичних ланок.

Поворотні гідродвигуни практично є безінерційними гідродвигунами, їх застосовують при тисках до 20 МПа.

Поворотні гідродвигуни за конструкцією робочих камер підрозділяють на: лопатеві (шиберні), поршневі, мембранні.

*Лопатевий* (пластинчастий) поворотний гідродвигун (рис. 2.29) відрізняється особливо вигідною конструкцією, так як приводний вал, що спирається в центрі з однією або двома робочими лопатями дає можливість використання круглого корпусу.

Поворотний гідроциліндр (рис. 2.29 *a*) складається з корпусу *1* і поворотного ротора (валу) *2*, що несе пластину (лопать) *3*. Кільцева порожнина між внутрішньою поверхнею гідроциліндра і ротора розділена перемичкою *5* з ущільнювальним елементом *4*, притиснутим до ротора *2*. При подачі рідини під тиском в нижній канал пластина *3* з втулкою *2* буде повертатися проти годинникової стрілки. Кут повороту валу циліндра з однією робочою пластиною зазвичай не перевищує  $270...280^\circ$ .

Можливість застосування наскрізного валу дозволяє встановлювати додатковий поворотний гідродвигун або датчик кута повороту. Лопатеві поворотні гідродвигуни можуть виконувати поворотні руху з кутом до  $280^\circ$ . Обертаючий момент виникає при навантаженні поворотних лопатей тиском робочої рідини. Величина крутного моменту постійна на всьому куті повороту.

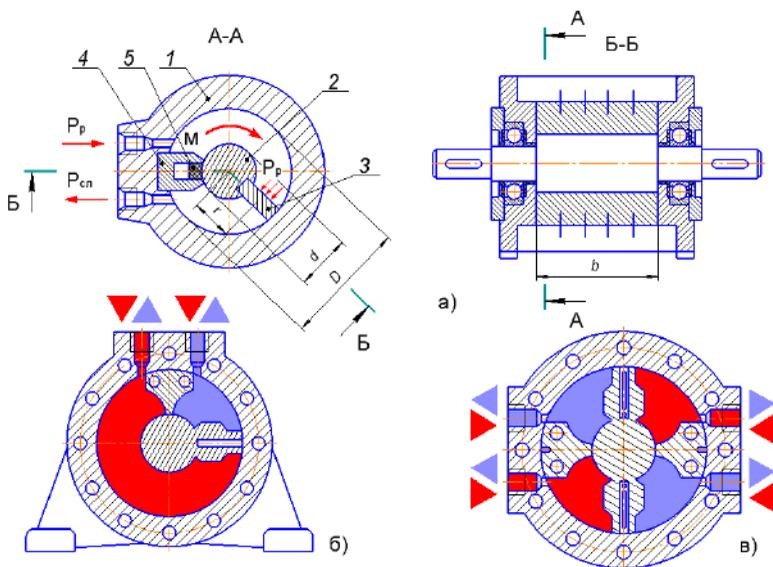


Рисунок 2.29 – Лопатевий поворотний гідродвигун:  
 а – принцип роботи: 1 – корпус; 2 – поворотний ротор; 3 – пластина;  
 4 – ущільнювальний елемент; 5 – перемичка; б – однолопатевий;  
 в – дволопатевий

За рахунок застосування двох лопатей (рис. 2.29 б) можна збільшити створюваний крутний момент вдвічі, проте кут повороту при цьому зменшується приблизно на 60%.

Застосування пластинчастих поворотних гідродвигунів обмежується в гідроприводах високого тиску складністю в забезпеченні герметизації робочих камер, особливо по торцю пластин.

На рисунку 2.30 представлена конструкція *поршневого* поворотного гідродвигуна.

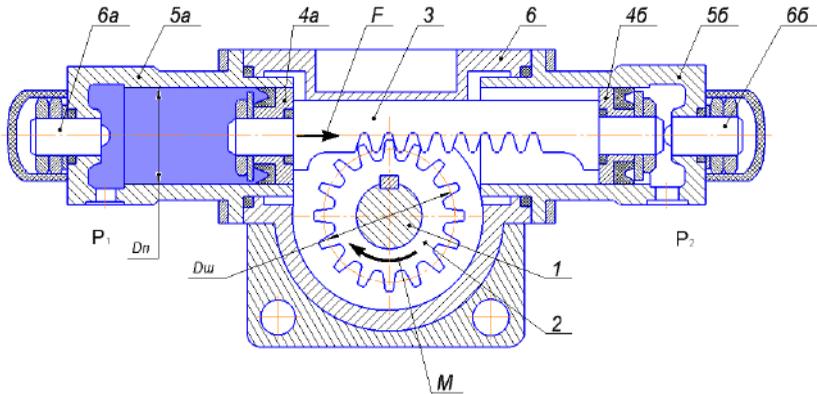


Рисунок 2.30 – Гідродвигун поворотної дії поршневого типу

Даний поворотний гідродвигун (рис. 2.30) являє собою гідроциліндр 5, шток 3, виступаюча частина якого виконана як зубчаста рейка, що рухається у втулці. З рейкою-штоком зчеплена шестерня 2, жорстко з'єднана з вихідним валом гідромотора (вісь 1 вала розташовується перпендикулярно площині креслення). Шток здійснює зворотно-поступальні рухи, а вихідний вал – зворотно-поворотні. Поршень, що переміщається в гільзі, з зубчастою рейкою змінює своє положення під впливом тиску робочої рідини. Залежно від зубчастої передачі кут повороту може становити 90, 140, 180, 240, 300 або 360°, можливі й більш великі значення.

У мембранних поворотних гідродвигунах (рис. 2.31) обертальний рух здійснюється за допомогою додаткових пристроїв – коромисла з втулкою.

Мембранний поворотний гідродвигун складається з корпусу 1 і двох кришок 2, якими затискаються дві еластичні мембрани 3 (рис. 2.31). Між еластичними мембранами 3 розміщено коромисло 4 з втулкою 5. Підводячи поперемінно робочу рідину з тиском  $P_p$  через патрубки у верхній або нижній кришках 2 і відводячи рідину з тиском  $P_{el}$  через патрубки у відповідних протилежних кришках, забезпечують зворотно-поступальне переміщення втулки 5, яке через коромисло 4 перетворюється в поворотний рух вихідної ланки мембранного гідродвигуна.

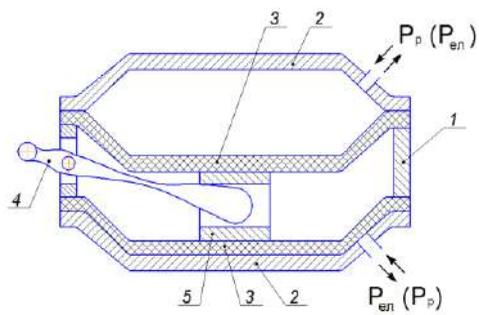


Рисунок 2.31 – Мембранный поворотный гидродвигун:  
1 – корпус; 2 – кришки; 3 – мембрани; 4 – коромисло; 5 – втулки

### 3 ПРИЛАДИ УПРАВЛІННЯ ТА РЕГУЛЮВАННЯ

Пристрої управління призначені для управління потоком або іншими пристроями гідроприводу. При цьому під управлінням потоком розуміється зміна або підтримка на певному рівні тиску і витрати в гідросистемі, а також зміна напрямку руху потоку робочої рідини і, як наслідок, зміни напрямку руху і регулювання швидкості вихідних ланок (штоків, валів, гідромоторів), а також для захисту конструкції машини від перевантажень.

До пристроїв управління відносяться:

- гідророзподільники, що служать для зміни напрямку руху потоку робочої рідини, забезпечення необхідної послідовності включення в роботу гідродвигунів, реверсування руху їх вихідних ланок тощо;

- регулятори тиску (запобіжний, редуційний, переливний і інші клапани), призначені для регулювання тиску робочої рідини в гідросистемі;

- регулятори витрати (подільники та суматори потоків, дроселі та регулятори потоку, направляючі клапани), за допомогою яких керують потоком робочої рідини;

- гідравлічні підсилювачі, необхідні для управління роботою насосів, гідродвигунів або інших пристроїв управління за допомогою робочої рідини з одночасним посиленням потужності сигналу управління.

До пристроїв, що регулюють напрямок потоку рідини, відносяться зворотні клапани, гідравлічні замки, золотникові розподільники.

#### 3.1 Гідравлічні розподільники

*Гідравлічним розподільником* (гідророзподільником) називається гідроапарат, призначений для управління пуском, зупинкою і напрямком руху потоку рідини в двох або більше гідролініях в залежності від наявності зовнішнього керуючого впливу.

Управління рухом потоку рідини здійснюється з метою забезпечення включення, реверсу і зупинки гідродвигунів. Основними конструктивними елементами гідророзподільників є корпус і запірно-регулюючий елемент.

Гідророзподільники поділяються за такими ознаками:

а) конструкції запірно-регулюючого елемента:

- золотникові;
- кранові;
- клапанні;

б) числу зовнішніх гідроліній, потік в яких управляється розподільником:

- двохлінійні;
- трьохлінійні;
- чотирьохлінійні тощо;

в) числу фіксованих або характерних позицій запірно-регулюючого елемента:

- двопозиційні;
- трьохпозиційні тощо;

г) виду управління розподільника з:

- ручним керуванням;
- механічним керуванням;
- електричним керуванням;
- гідравлічним керуванням;
- пневматичним керуванням;
- комбінованим: електрогідравлічним, пневмогідравлічним і іншим керуванням;

д) способом відкриття прохідного перерізу:

- направляючі;
- дроселючі.

В позначенні гідророзподільника (рис. 3.1) зазначаються такі елементи:

- позиції запірно-регулюючого елемента;
- зовнішні лінії зв'язку, що підводяться до розподільника;
- проходи (канали);
- елементи управління.

Число позицій зображують відповідним числом квадратів (прямокутників). Умовні графічні позначення не відображають конструкцію запірно-регулюючого елемента, тобто вони однакові для золотникових, кранових і клапанних розподільників.

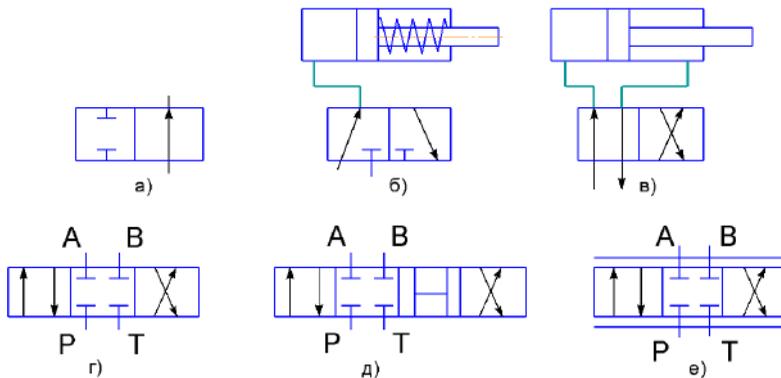


Рисунок 3.1 – Умовне позначення гідророзподільників в схемах:  
 (P – напірна лінія (з'єднання з насосом); T – зливна лінія (з'єднання з баком);  
 A, B – лінії підключення гідродвигуна): *a* – двоохлінійний двоохпозиційний;  
*б* – трьохлінійний двоохпозиційний; *в* – чотирьохлінійний двоохпозиційний;  
*г* – чотирьохлінійний трьохпозиційний; *д* – чотирьохлінійний  
 чотирьохпозиційний; *е* – дроселюючий чотирьохлінійний трьохпозиційний

Двоохлінійні двоохпозиційні гідророзподільники (рис. 3.1 *a*) застосовуються для пропускання або перекриття потоку рідини тільки в одній гідролінії і використовуються, наприклад, для блокування (замикання) потоку рідини в системах автоматики.

Трьохлінійні двоохпозиційні гідророзподільники (рис. 3.1 *б*) призначені для управління гідроциліндрами однобічної дії.

Чотирьохлінійні гідророзподільники (рис. 3.1 *в–д*), з'єднані з чотирма зовнішніми гідролініями (напірною, зливною і двома виконавчими), використовуються для управління потоком рідини в двох порожнинах, наприклад, у гідроциліндра двосторонньої дії.

У чотирьохлінійних двоохпозиційних гідророзподільників (рис. 3.1 *в*) тільки дві фіксовані позиції, у трьохпозиційних (рис. 3.1 *г*) – три (одна вихідна нейтральна і дві робочі), у чотирьохпозиційних (рис. 3.1 *д*) – чотири (наприклад, вихідна, дві робочі і плаваюча).

При плаваючій позиції обидві порожнини гідродвигуна з'єднані між собою і зі зливною гідролінією. Направляючі гідророзподільники призначені для зміни напрямку, пуску і зупинки потоку робочої рідини в залежності від наявності

зовнішнього дискретного керуючого впливу. Запірно-регулюючий елемент в направляючому розподільнику завжди займає крайні робочі позиції, а параметри потоку рідини не змінюються.

Дроселюючі гідророзподільники (рис. 3.1 *e*) не тільки змінюють напрямок потоку робочої рідини, але і регулюють витрату і тиск рідини відповідно до зміни зовнішнього керуючого впливу.

Запірно-регулюючий елемент дроселюючого розподільника може займати безліч проміжних робочих положень, утворюючи дроселюючі щілини. Характер зовнішнього керуючого впливу – безперервний.

### 3.1.1 Характеристики гідророзподільників

Експлуатаційні якості гідророзподільника оцінюються за такими критеріями:

- межа динамічної характеристики;
- межа статичної характеристики;
- втрати тиску;
- виток (для гідророзподільників золотникового типу);
- швидкодія (час перемикання).

Добуток значень витрати і робочого тиску гідророзподільника визначає межу його динамічної характеристики (рис. 3.2), який може обмежуватися пружиною, електромагнітом або тиском управління (в залежності від виконання за гідросхемою).



Рисунок 3.2 – Межа динамічної характеристики

При включенні органа управління гідророзподільника діюче зусилля повинне подолати зусилля пружини і осьову силу. При відключенні пружина повинна повернути золотник у вихідне положення, долаючи осьову силу. Виникаючі в гідророзподільнику осьові сили по своїй величині і напрямку дії для одного і того ж номінального розміру залежать від виконання за гідросхемою.

Межа динамічної характеристики, яка відповідає величині допустимої витрати при певному значенні тиску, визначається осьовою силою, що виникає в гідророзподільнику при перемиканні золотника.

Вона складається з наступних складових частин:

- динамічної (масової) сили,  $F_M$ ;
- сили в'язкості,  $F_B$ ;
- сили потоку,  $F_{II}$ ;
- сили опору,  $F_C$ .

*Межа статичної характеристики* в значній мірі залежить від часу впливу робочого тиску. Під впливом тиску, часу та інших факторів, таких як забруднення і сили адгезії, що виникають між золотником і корпусом, рух золотника викликає труднощі.

При частому спрацюванні гідророзподільника сили адгезії практично непомітні, проте при тривалих перервах і високому тиску вони призводять до заклинювання золотника. Подібні явища виникають і в клапанах прямої дії, що мають обмежене перестановочне зусилля.

На відміну від динамічних сил, сили адгезії дуже сильно залежать від часу впливу. Декілька факторів визначають величину цих сил:

- величина робочого тиску;
- діаметр золотника;
- в'язкість і температура робочої рідини;
- якість виконання отвору в корпусі і зовнішній поверхні золотника;
- зазор в парі корпус-золотник;
- якість очищення робочої рідини;
- довжина перекриття і наявність розвантажувальних канавок.

*Втрати тиску  $\Delta p$*  в гідророзподільнику – це перепад тисків між входом і виходом, тобто його внутрішній опір. У ламінарній області потоку цей перепад тисків виникає перш за все, за рахунок тертя об стінки, в турбулентній – здебільшого за рахунок втрати кінетичної енергії, яка відбувається через зрив потоку на дроселюючих кромках.

Так як перепад тисків на практиці не може бути обчислений з достатньою точністю, виробники визначають значення для окремих розмірів гідроапаратів емпіричним шляхом і заносять результати в формі  $\Delta p - Q$  характеристичної кривої (тобто різниця тисків від витрати). При цьому необхідно враховувати, з'єднанням яких гідроліній відповідає кожна з кривих (наприклад,  $P - A$  і  $B - T$  або  $P - B$  і  $A - T$  тощо).

*Час перемикання* гідророзподільника (швидкодія) – це часовий інтервал від початку прикладання керуючого впливу до повного закінчення ходу керуючого елемента. Визначення часу спрацьовування проводиться відповідно до стандарту ISO 6403. Експериментальні дослідження гідророзподільників з електроуправлінням показали, що час перемикання складається з чотирьох фаз (рис. 3.3).

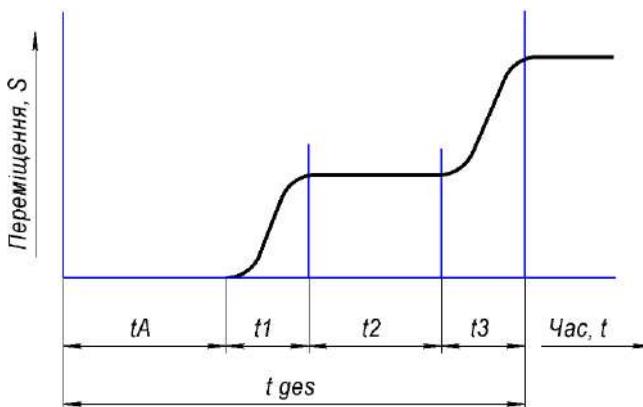


Рисунок 3.3– Діаграма залежності хід – час (фази часу перемикання)

На рисунку 3.3 зображені наступні фази перемикання гідророзподільника:

$t_A$  – час запізнювання спрацьовування від моменту подачі напруги до початку переміщення якоря. В цьому часовому проміжку створюється магнітна сила, яка необхідна для подолання зусилля пружини і сил адгезії золотника;

$t_1$  – час до початку ефективного впливу сили потоку на дроселюючу кромку (пускова зона);

$t_2$  – час, необхідний для створення повної магнітної сили, здатної протидіяти максимальному значенню сили потоку. Він залежить від величини сили потоку і в значній мірі впливає на загальний час перемикання  $t_{ges}$  (зона сили потоку);

$t_3$  – час, необхідний для руху керуючого золотника до свого кінцевого положення (зона перемикання).

### 3.1.2 Золотниковий гідророзподільник

Широко застосовуються в гідроприводах гідророзподільники золотникового типу. Вони мають наступні переваги:

– простота здійснення багатопозиційності, тобто здатність забезпечити всі необхідні дії вихідної ланки гідродвигуна одним золотником;

– легкість управління, що важливо в системах з ручним керуванням;

– висока герметичність;

– компактність і порівняльна простота конструкції;

– розвантаженість золотника від статичних сил, створюваних тиском робочої рідини.

Недоліки золотникових гідророзподільників:

– високі вимоги до чистоти робочої рідини;

– складність виготовлення і ремонту;

– можливість заклинювання;

– можливість облітерації (зарощування) щілин золотників;

– необхідність кваліфікованого обслуговування.

На рисунку 3.4 показана конструктивна схема гідророзподільника золотникового типу. В корпус 1 розподільника вставлений циліндричний золотник 2. Золотник має три циліндричних паса з гострими кромками, а в корпусі виконано п'ять циліндричних розточень (рис. 3.4 а).

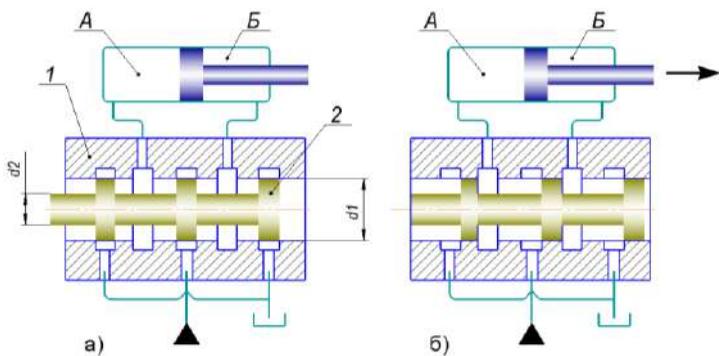


Рисунок 3.4 – Схема золотникового гідророзподільника:  
1 – корпус; 2 – циліндричний золотник

При положенні золотника в вихідній позиції напірна, зливна і виконавчі гідролінії перекриті. При переміщенні золотника з вихідної позиції вправо (рис. 3.4 б) напірна гідролінія з'єднується з поршневою порожниною А гідроциліндра і поршень переміщається вправо.

При цьому робоча рідина зі штокової порожнини Б витісняється в зливну гідролінію. При переміщенні золотника з вихідної позиції вліво робоча рідина з напірної гідролінії надходить в штокову порожнину Б, а з поршневої порожнини А витісняється в зливну гідролінію.

Переміщення золотника в корпусі можливо лише при наявності радіального зазору 4...10 мкм, за яким можливі витоки рідини, що визначаються за формулою:

$$Q_{\text{вит}} = 0,044 \frac{d_1 \delta^3 \Delta p \cdot 10^6}{\nu l}, \quad (3.1)$$

де  $Q_{\text{вит}}$  – витоки рідини через радіальний зазор, см<sup>3</sup>/хв;

$d_1$  – діаметр золотника, мм;

$\delta$  – радіальний зазор між золотником і отвором в корпусі, мкм;

$\Delta p$  – перепад тиску на ущільнюючому паску, МПа;

$\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини, сСт;

$l$  – ширина ущільнюючого паска (уздовж осі золотника), мм.

Для зменшення витоків, як видно з формули (3.1), необхідно зменшувати радіальний зазор, однак забезпечити його розмір менше 5 мкм технологічно важко.

Крім того, при малих зазорах знижується надійність роботи розподільника, так як деформації корпусу можуть викликати заклинювання золотника. Для зниження витоків можна також зменшити діаметр золотника, що, однак, веде до небажаного зменшення площі прохідного перетину, зростання втрат тиску, або збільшувати ширину ущільнюючого паса, що призводить до збільшення ходу золотника і його габаритів.

За перекриттям робочих вікон золотником (рис. 3.5) розрізняють розподільники:

- з нульовим перекриттям (ширина циліндричного паса золотника  $b$  дорівнює ширині циліндричного розточення корпусу розподільника  $c$ , тобто  $b = c$ );
- позитивним перекриттям ( $b > c$ );
- негативним перекриттям ( $b < c$ ).

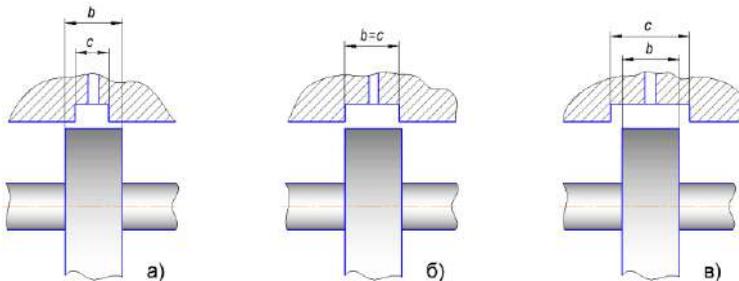


Рисунок 3.5 – Схеми перекриттів робочих вікон в золотникових розподільниках: а – з нульовим перекриттям; б – з позитивним перекриттям; в – з негативним перекриттям

Зовнішня витратна характеристика гідророзподільника (рис. 3.6) визначає залежність витрати робочої рідини  $Q$  від переміщення золотника  $x$ . Зазвичай її будують для декількох перепадів тиску на кромках золотника, а крутизну зовнішньої витратної характеристики оцінюють коефіцієнтом посилення по витраті:

$$k_Q = \frac{\Delta Q}{\Delta x}, \quad (3.2)$$

де  $k_Q$  – коефіцієнт посилення по витраті;  
 $\Delta Q$  – приріст витрат рідини через розподільник;  
 $\Delta x$  – приріст переміщення золотника.

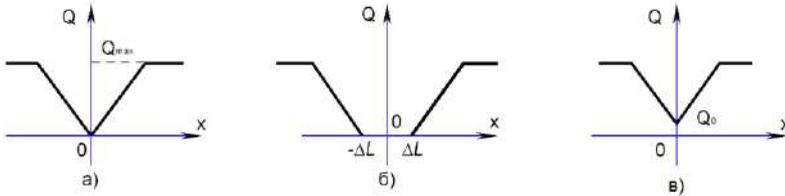


Рисунок 3.6 – Зовнішні характеристики золотникових розподільників:  
 $a$  – з нульовим перекриттям;  $b$  – з позитивним перекриттям;  $v$  – з негативним перекриттям

Коефіцієнт  $k_Q$  характеризує швидкодію розподільного пристрою.

Розподільники з нульовим перекриттям робочого вікна (рис. 3.6  $a$ ) не мають зони нечутливості, мають високу швидкодію, мають лінійну залежність витрати рідини від переміщення золотника. Вони широко застосовуються в стежачих гідроприводах і засобах гідроавтоматики.

Розподільники з позитивним перекриттям мають зовнішню характеристику (рис. 3.6  $b$ ) із зоною нечутливості, яка дорівнює перекриттю  $2\Delta l$ . На цю величину слід зрушити золотник і тільки тоді рідина почне надходити до гідродвигуна.

Величину  $Q_{max}$  називають витратою насичення гідророзподільника. Такі гідророзподільники широко застосовуються в гідросистемах мобільних машин, особливо в тих випадках, коли витоки в нейтральній позиції або на початку ходу золотника повинні бути мінімальними, а жорсткість (чутливість до навантаження) – високою.

Розподільники з негативним перекриттям (рис. 3.6  $v$ ) мають підвищені витоки робочої рідини. Їх рекомендується застосовувати в гідросистемах, для яких витоки не є визначальними факторами, наприклад, для забезпечення

розвантаження насоса і вільного («плаваючого») переміщення виконавчого механізму під дією зовнішнього навантаження і в інших випадках. Недоліком цих розподільників є втрата витрати і дроселювання робочої рідини при нейтральній позиції золотника.

Розміри золотника визначаються здебільшого витратою і допустимою швидкістю течії рідини в його каналах, яка, в свою чергу, залежить від призначення золотника, робочого тиску в гідросистемі. Прохідні канали золотника вибираються з урахуванням забезпечення необхідної витрати рідини при допустимому опорі її потоку.

Однією з технічних проблем експлуатації золотникових гідравлічних розподільників є можливість виникнення гідравлічних ударів в той момент, коли паски золотника перекривають канали гідророзподільника. Оскільки час, за який здійснюється перекриття каналів, може бути досить малим, то зупинка потоку рідини може виявитися занадто швидкою, що і може призвести до виникнення гідрудару. Щоб запобігти цьому, розподільник зазвичай забезпечується запобіжним клапаном, який конструктивно розташовується в корпусі розподільника.

Іноді пояски золотників гідророзподільників виконують з невеликою конусністю ( $6^{\circ}$ – $10^{\circ}$ ) (рис. 3.7 а).

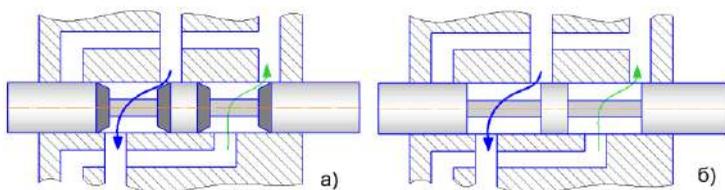


Рисунок 3.7 – Пояски золотника: а – конічні; б – циліндричні

Тоді відкриття каналів розподільника відбувається більш плавно, ніж в розподільниках з золотниками з циліндричними пасками (рис. 3.7 б). Відповідно, при відкритті каналів більш плавно наростає і подача рідини в порожнину гідродвигуна, і тому «зрушення з місця» і зупинка вихідної ланки гідродвигуна також відбувається більш плавно. Крім того, зменшується ймовірність виникнення гідрударів.

### 3.1.3 Кранові гідророзподільники

Кранові гідророзподільники (рис. 3.8) характерні тим, що для зміни розподілу рідини в гідросистемі необхідно повернути запірний елемент розподільника навколо своєї осі. Конструктивно запірний елемент може бути виконаний у вигляді циліндричної конічної, кульової пробки або у вигляді плоского поворотного крана-золотника. В запорному елементі є прохідні канали для рідини.

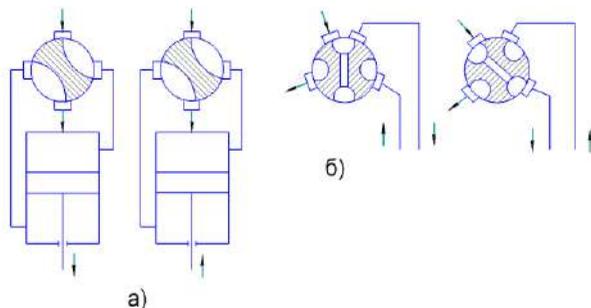


Рисунок 3.8 – Крановий розподільник: *а* – простий; *б* – розвантажений

На (рис 3.8 *а*) наведено найпростіший крановий розподільник. При повороті пробки здійснюється зміна напрямку руху рідини в системі після розподільника.

Кранові розподільники можуть виконуватися нерозвантаженими і розвантаженими. У нерозвантажених кранах (рис. 3.8 *а*) тиск в камері, що пов'язана з лінією нагнітання, не врівноважується з іншого боку, що призводить до однобічного притиснення пробки, збільшення моменту для її повороту і збільшення витоків. Тому при високому тиску застосовують тільки розвантажені крани (рис. 3.8 *б*), у яких діаметрально протилежні порожнини з'єднані каналами.

Герметичність кранового гідророзподільника забезпечується за рахунок притирання пробки до корпусу крана. Для кранів з циліндричною пробкою зазор між пробкою і корпусом приймають рівним 0,01–0,02 мм. У цих кранах внаслідок зносу пробки і корпусу зазор між ними і витік робочої рідини з плином часу збільшуються, що є недоліком такого кранового

розподільника. У кранових гідророзподільниках з конічною пробкою такого недоліку немає.

Кранові гідророзподільники найчастіше застосовують в якості допоміжних в золотникових гідророзподільниках з гідравлічним управлінням. Такі розподільники часто використовувалися в минулому для робочих тисків до 70 бар. Підвищення робочих тисків поступово витіснило цей конструктивний варіант на другий план через складність вирівнювання діючих навантажень і, отже, необхідності великих перестановних зусиль. Крім того, тут дуже складно реалізувати електроуправління, яке необхідне для автоматизації обладнання.

За винятком деяких спеціальних виконань крани в даний час застосовуються мало.

### 3.1.4 Клапанні гідророзподільники

В клапанних гідророзподільниках в якості запірних елементів використовуються герметично підігнані кульки, конуси або плоскі диски (рис. 3.9). Збільшення робочого тиску призводить до підвищення герметичності з'єднання.

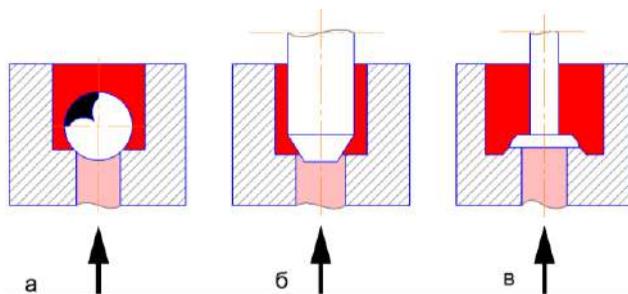


Рисунок 3.9 – Запорні елементи клапанних гідророзподільників:  
а – кулька; б – конус; в – плоский диск

Основними особливостями клапанних гідророзподільників є:

- відсутність витікань;
- довговічність, бо немає потоку витіку і дроселюючих зазорів, які можуть змінюватися;
- забезпечення функції ізоляції без спеціальних засобів;

- можуть використовуватися для максимальних тисків, так як не відбувається гідравлічного затискання (деформацій під дією тиску) і витоків на запорному елементі;
- великі втрати тиску через малий хід;
- провали тиску під час перемикання через наявність негативного перекриття (одночасне з'єднання насоса, гідродвигуна і бака);
- втрата експлуатаційної якості через неповне вирівнювання тиску по осі запорного елемента.

Клапанні гідророзподільники можуть мати пряме або непряме управління, причому вибір типу управління залежить головним чином від необхідної величини перестановочного зусилля і діаметру умовного проходу.

У клапанних гідророзподільниках прямого управління запорні елементи переміщуються безпосередньо від механічно чинного пристрою.

У зв'язку з наявністю великих статичних і динамічних сил через вплив тиску і потоку діаметри умовних проходів клапанних гідророзподільників прямого управління, як правило, не перевищують  $D_p \leq 10$  мм. Дане обмеження відповідає витраті приблизно 36 л/хв при робочому тиску 630 бар і, дійсно, перш за все, для електрокерованих апаратів.

Можна було б зробити гідророзподільники з великими умовними проходами, проте це вимагає значного збільшення розмірів електромагнітів і пов'язано також з неконтрольованими піками тисків.

### 3.1.5 Порівняння золотникових і клапанних гідророзподільників

Таблиця 3.1 – Порівняння золотникових і клапанних гідророзподільників

Параметр	Золотникові гідророзподільники	Клапанні гідророзподільники
Дія	У корпусі з центральним осьовим отвором на певній відстані виконані радіальні канали. Ці	У корпусі є один або кілька запірних елементів, виконаних у вигляді кульок або конусів. Ці елементи

	<p>канали виведені назовні і утворюють гідролінії підключення. В осьовому отворі розташований золотник з кільцевими канавками, який встановлюється в певні позиції керуючим пристроєм (наприклад, електромагнітом) таким чином, що канали можуть ізолюватися або з'єднуватися один з одним через кільцеві канавки.</p>	<p>автоматично притискаються до сідел пружинами і віджимаються від сідел плунжерами. Канали для робочої рідини розташовані перед і після запорного елемента. Потік завжди рухається від запорного елемента до сідла. Це єдиний шлях управління потоком (переривання або пропускання). У протилежному напрямку присутній ефект зворотного клапана і потік завжди проходить незалежно від робочої позиції.</p>
<p>Особливості конструкції</p>	<p>Дуже проста конструкція. Особливо переважний для складних виконань по гідросхемах. Чітке спрацьовування. Добре урівноваження тиску, тривалий термін служби. По відношенню до розмірів золотника відкриваються великі вікна для проходу робочої рідини і, отже, є незначні втрати тиску. Зазвичай напрямок потоку змінний і немає межі схемним варіантам.</p>	<p>Проста і природна конструкція для 2/2 і 3/2 виконань. Схема 4/3 можлива лише при ускладненні конструкції, яке вимагає великих зусиль. Напрямок потоку визначений. Насос і гідродвигун повинні завжди бути приєднані до заздалегідь визначених ліній, щоб уникнути порушення умов управління.</p>
<p>Герметичність</p>	<p>Через наявність діаметрального зазору між корпусом і золотником завжди є витіки з ліній високого тиску в лінії низького тиску. Герметичне ущільнення перекриття можливе тільки за допомогою додаткових пристроїв (гідрозамків) або в спеціальних</p>	<p>Місця контакту між запірним елементом і сідлом герметичні, що ідеально для гідравлічних затискних і фіксуєчих механізмів.</p>

	конструкціях. Погано підходить для затискних механізмів.	
Чутливість до засмічення	Не дуже чутливий до великих часток забруднень, завдяки великим прохідним перетинам для потоку. Чутливий до мікроскопічних часток, які разом з витоком проходять в діаметральний зазор і можуть викликати заклинювання золотника, особливо при високому тиску.	Не дуже чутливий до мікроскопічних часток. Однак існує небезпека потрапляння великих часток між запірним елементом і сідлом. Такі забруднення мають місце, коли встановлюються недостатньо чисті труби, або при поганому очищенні гідросистеми. Оскільки зазорів не існує, жорсткого заклинювання, як в золотникових гідророзподільниках, не відбувається.
Допустимі робочі тиски	Залежно від конструкції і матеріалу корпусу можливий тиск до 350 бар. Використання гідророзподільників з невеликими умовними проходами для великих тисків і незначних потоків в затискних і фіксуєчих механізмах не надто прийнятно, тому що відсоток втрат через витік може бути великим.	В залежності від конструкції до 1000 бар.

### 3.2 Гідравлічні дроселі та регулятори потоку

*Гідродросель* – регулюючий апарат, який встановлює певний зв'язок між перепадом тиску на самому дроселі і витратою рідини через нього. Дроселі, що представляють собою гідравлічні опори, поділяють на регульовані і нерегульовані.

Регульовані дроселі застосовуються, наприклад, в гідроприводах для регулювання швидкості руху вихідних ланок гідродвигунів.

За принципом дії розрізняють наступні типи дроселів:

– дросель в'язкісного опору (лінійний дросель), втрати тиску в якому визначаються опором потоку рідини в каналі великої довжини;

– дросель вихрового опору (квадратичний дросель), втрати тиску в якому визначаються здебільшого деформацією потоку рідини і вихороутворенням в каналі малої довжини.

Дроселі в'язкісного опору отримали назву лінійних, так як втрати тиску в них обумовлені тертям при ламінарному режимі течії рідини, тобто втрати тиску є практично лінійною функцією швидкості течії рідини.

Оскільки втрати тиску в такому дроселі змінюються прямо пропорційно в'язкості рідини, гідравлічна характеристика його  $\Delta p=f(Q)$  залежить від температури. Лінійні дроселі застосовні тільки при малих швидкостях течії рідини, тобто при малих значеннях втрат тиску (зазвичай менше 0,3 МПа) і в умовах досить стабільної температури.

В лінійних дроселях втрати тиску визначаються втратами тиску по довжині. Змінюючи довжину каналу, по якому рухається рідина, можна змінити втрати тиску і витрати через дросель. Прикладом лінійного дроселя служить гідроапарат з дросельним каналом (рис. 3.10).

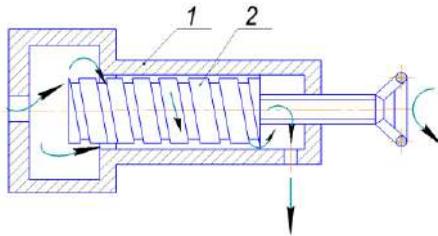


Рисунок 3.10 – Лінійний дросель: 1 – корпус; 2 – гвинт

У цьому дроселі рідина рухається по гвинтовій прямокутній канавці, довжину якої можна змінювати поворотом гвинта. Площу живого перетину і довжину каналу встановлюють з умови отримання в дроселі необхідного перепаду тисків і виключення засміченості каналу механічними домішками, що містяться в робочій рідині.

У таких дроселях за рахунок збільшення довжини каналу можна збільшити площу його живого перетину, виключивши тим самим засмічення дроселя під час його роботи.

У дроселях вихрового опору (рис. 3.11) зміни тиску відбуваються практично пропорційно квадрату швидкості потоку рідини, через що такий дросель називають квадратичним або нелінійним. Характеристика такого дроселя практично не залежить від в'язкості рідини. У них втрати тиску визначаються деформацією потоку рідини і вихороутвореннями, викликаними місцевими опорами. Зміна перепаду тиску, а, отже, і зміна витрати рідини через такі дроселі досягається зміною або площі прохідного перетину, або числа місцевих опорів.

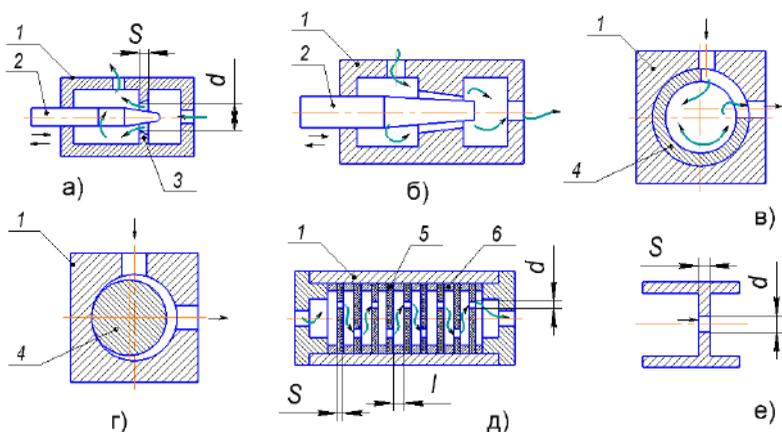


Рисунок 3.11 – Принципові схеми квадратичних дроселів:

*a* – голчастого; *б* – комбінованого; *в* – коркового щілинного; *г* – коркового ексцентричного; *д* – пластинчастого пакетного; *е* – пластинчастого; *l* – корпус;  
 2 – голка; 3 – діафрагма; 4 – пробка; 5 – пластина; 6 – втулка

У регульованих (рис. 3.11 *а, б, в, г*) і нерегульованих (рис. 3.11 *д, е*) квадратичних дроселях довжина шляху руху рідини зведена до мінімуму, завдяки чому втрати тиску і витрата практично не залежать від в'язкості рідини і змінюються тільки при зміні площі робочого прохідного перетину. Максимальну площу встановлюють за умови пропускання заданої витрати

рідини через повністю відкритий дросель, мінімальну – з умови виключення засміченості робочого вікна.

У пластинчастих дроселях (рис. 3.11 *е*) опір залежить від діаметра отвору, який, однак, можна зменшити лише до певної межі ( $d_{min} \geq 0,5$  мм), що обмежує засміченість під час роботи такого дроселя. Для отримання великого опору застосовують пакетні дроселі з рядом послідовно з'єднаних пластин (рис. 3.11 *д*). У таких дроселях відстань між пластинами  $l$  має бути не менше  $(3-5)d$ , а товщина пластин  $s$  не більше  $(0,4-0,5)d$ .

Сумарний опір пластинчастого дроселя регулюється підбором пластин, а перепад тиску визначається за формулою:

$$\Delta P = \gamma \zeta n \frac{v^2}{2g}, \quad (3.3)$$

де  $\gamma$  – питома вага рідини;

$\zeta$  – коефіцієнт місцевого опору отвору;

$n$  – число пластин;

$v$  – середня швидкість потоку рідини в прохідному отворі пластини.

До нелінійних дроселів відносяться також і комбіновані дроселі, в яких витрати тиску по довжині і місцеві витрати співмірні між собою за величиною і в рівній мірі впливають на витрату рідини через дросель (рис. 3.11 *б*). На характеристику комбінованих дроселів впливає в'язкість робочих рідин. Тому такі дроселі доцільно застосовувати в гідросистемах, в яких температура робочої рідини змінюється в невеликих межах.

Для визначення витрати рідини через дросель користуються формулою:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2g \frac{\Delta P}{\gamma}}, \quad (3.4)$$

де  $\omega$  – площа прохідного перетину дроселя;

$\Delta P$  – перепад тисків у дроселя;

$\mu$  – коефіцієнт витрати, що залежить від конструкції дроселя, числа Рейнольдса, форми і розмірів отвору.

Важливою характеристикою дроселів є їх рівномірна і стійка робота при малих витратах. Однак стійка робота дроселя можлива при зменшенні площі до певної межі, нижче якої витрата стає нестабільною. Це пояснюється *облітерацією* – зарощуванням прохідного отвору.

Сутність облітерації полягає в тому, що в мікронерівностях вузьких каналів затримуються й осідають тверді частки, що містяться в робочій рідині. Якщо розміри часток, що забруднюють рідину, сумірні з розміром робочого вікна, то може статися повне його зарощування і припинення витрати рідини через дросель. При збільшенні площі робочого вікна витрата рідини відновлюється.

Причиною облітерації робочого вікна може бути не тільки недостатнє очищення робочої рідини, але і адсорбція поляризованих молекул робочої рідини на стінках щілини. Адсорбовані молекули утворюють багаторядний шар, товщина якого може досягати 10 мкм. Цей шар здатний чинити опір значним нормальним і зсувним навантаженням. В кінцевому підсумку відбувається поступове зменшення площі живого перетину робочого вікна, а при малих значеннях і повне його зарощування. Відповідно зменшується до нуля і витрата рідини через дросель. При зрушенні з місця запорного елемента дроселя адсорбційний шар молекул руйнується, а початкова витрата відновлюється.

Тому, щоб домогтися малої витрати у відповідальних гідросистемах, застосовують спеціальні конструкції дроселів. У таких дроселях робочому органу (голці, пробці, діафрагмі тощо) передаються безперервні обертальні або осцилюючі рухи. Завдяки цим рухам на робочій поверхні прохідного вікна дроселя не утворюється шару адсорбованих молекул і не відбувається зарощування щілини.

Недоліком дроселів є нерівномірність витрати, викликана зміною перепаду тисків у дроселя.

Для часткового або повного усунення нерівномірності витрати застосовують регулятори потоку, в яких перепад тисків в дроселі  $\Delta P$  під час його роботи підтримується приблизно постійним. Конструктивно цей апарат складається з послідовно включених редуційного клапана і дроселя (рис. 3.12).

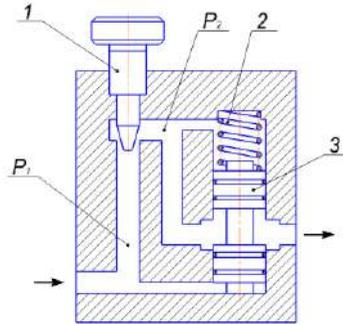


Рисунок 3.12 – Схема регулятора потоку:  
 1 – дросель; 2 – пружина; 3 – редукційний клапан

Конструктивно цей апарат складається з послідовно включених редукційного клапана і дроселя. Витрата рідини через регулятор встановлюється дроселем 1, а сталість перепаду тиску на дроселі – редукційним клапаном 3. При збільшенні витрати  $Q$  через дросель збільшується перепад тисків  $\Delta P = P_1 - P_2$ , який викликає зсув вгору запірно-регулюючого елемента клапана. Прохідний перетин зменшується, і при цьому витрата на виході з регулятора буде зменшена.

Завдяки постійності перепаду тисків у дроселя витрата рідини через регулятор і швидкість руху вихідної ланки гідродвигуна не змінюються при зміні навантаження.

При роботі гідроприводу внаслідок зміни коефіцієнта витрати, викликані коливаннями температури робочої рідини, витрата через регулятор все ж змінюється. Для серійних конструкцій регуляторів ця зміна становить від 10 до 12%.

### 3.3 Гідравлічні клапани

Клапаном називається гідроапарат, в якому ступінь відкриття робочого прохідного перетину змінюється під впливом потоку рідини, що проходить через гідроапарат. Клапан є автоматичним гідроапаратом, що не вимагає під час роботи будь-якого зовнішнього впливу на його запірно-регулюючий елемент.

У гідроприводах клапани використовуються, в основному, у якості регуляторів тиску і регуляторів витрати рідини (рис. 3.13).

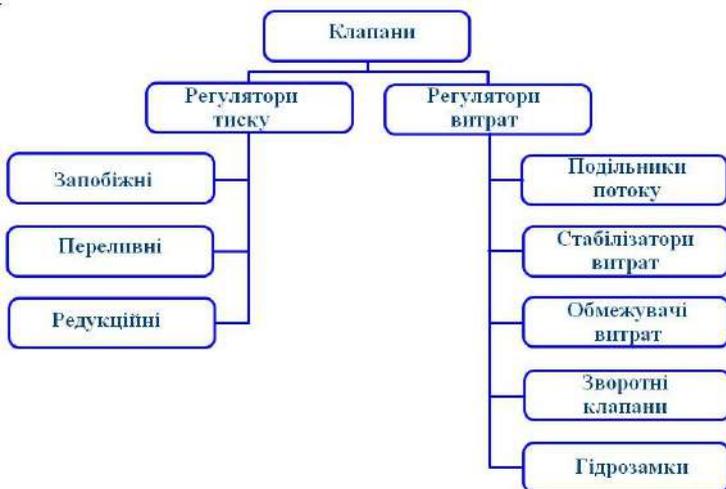


Рисунок 3.13 – Класифікація гідравлічних клапанів

Регулятори тиску підрозділяються на запобіжні (переливні) і редуційні клапани, регулятори витрати поділяються на стабілізатори та обмежувачі витрати, а також дільники потоку і зворотні клапани.

У гідросистемах найбільш часто зустрічаються такі типи клапанів:

- запобіжні клапани;
- редуційні клапани;
- зворотні клапани;
- керовані зворотні клапани;
- гальмівні (контрбалансні) клапани.

Принцип дії найпростішого клапана полягає у врівноваженні сили, створюваної тиском робочої рідини на площі сідла і сили пружності пружини. Сідло клапана – це конструктивний елемент, який утворює робочу кромку, що забезпечує герметичне прилягання запорного елемента. Найпростіший клапан має конструкцію, що зображена на рисунку 3.14 а.

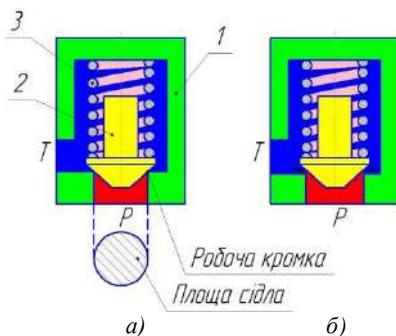


Рисунок 3.14 – Конструкція найпростішого клапана:  
*a* – в закритому стані; *б* – у відкритому стані;  
 1 – корпус; 2 – запірний елемент; 3 – пружина

У корпусі *1* є робоча кромка, до якої щільно прилягає підтиснутий пружиною *3* запірний елемент *2*. Сила, що створюється пружиною *3*, визначає різницю тисків між порожнинами  $P$  і  $T$ , при якій відбувається відкриття клапана. На рисунку 3.14 *б* наведено клапан у відкритому стані, де стрілками показано напрямок руху робочої рідини. Двоступеневі клапани в залежності від призначення можуть мати різну конструкцію і будуть розглянуті нижче.

По виду запорного елемента розрізняють кілька типів клапанів. Найбільш часто зустрічаються: сферичний (кульковий), конічний, плоский (рис. 3.15). Завдяки високим герметизуючим властивостям і технологічності найбільшого поширення набули сферичні (кулькові) та конічні клапани.

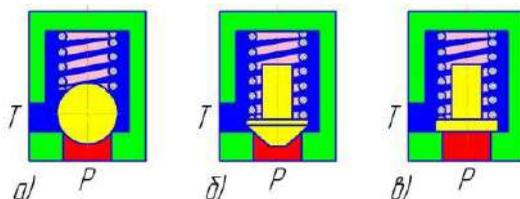


Рисунок 3.15 – Типи запірного елемента клапана:  
*a* – сферичний; *б* – конічний; *в* – плоский

За способом монтажу розрізняють клапани:

- картриджні;
- трубного монтажу;
- стикового (фланцевого) монтажу;
- модульного монтажу.

Картриджні клапани додатково підрозділяють на вкручувані (різбові) і закладні.

Існує ще одна категорія – безкорпусні клапани. Безкорпусні клапани це, як правило, набір складових елементів клапана, який призначено для установки в клапанну плиту або корпус.

Картриджні та безкорпусні клапани можуть бути використані в гідросистемі тільки в складі клапанного блоку або встановленими в індивідуальний корпус. На рисунку 3.16, на прикладі клапанного блоку, картриджні та безкорпусні клапани показані до установки та у встановленому стані.

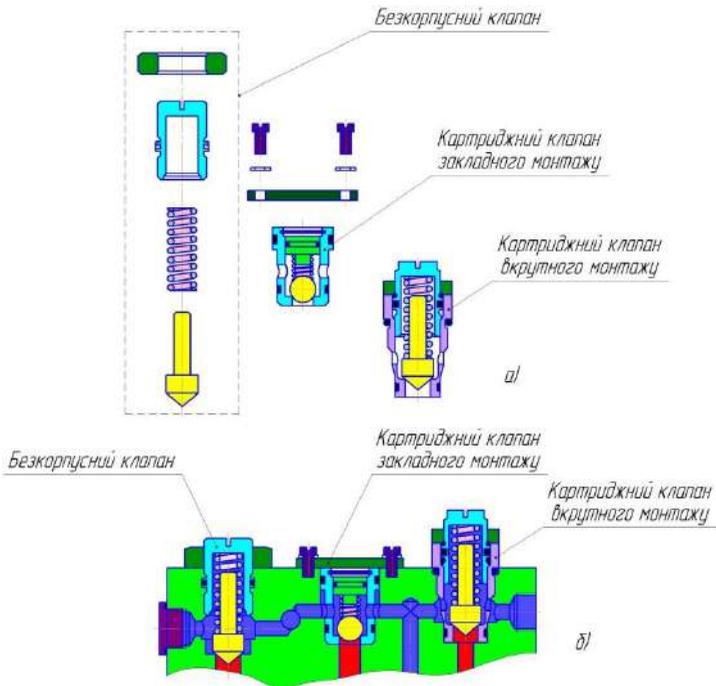


Рисунок 3.16 – Клапанний блок: а – до установки; б – у встановленому стані

Клапани трубного монтажу (рис. 3.17 *а*) мають різьбові порти для приєднання гідравлічних ліній. Клапани стикового монтажу (рис. 3.17 *б*) зазвичай призначені для установки безпосередньо на гідроагрегат (наприклад, на гідроциліндр або гідромотор) і фіксуються групою різьбових кріпильних елементів.

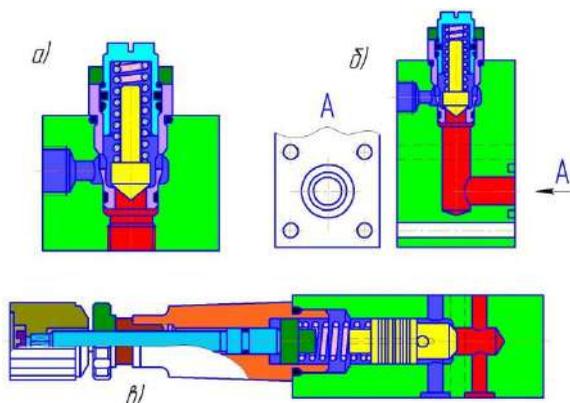


Рисунок 3.17 – Види монтажу клапанів: *а* – клапан трубного монтажу; *б* – клапан стикового монтажу; *в* – клапан модульного монтажу

До підгрупи клапанів стикового монтажу відноситься модульна гідроапаратура (рис. 3.17 *в*) – це всілякі клапани, гідророзподільники, апаратура управління витратою, і навіть фільтрація робочої рідини.

Клапани в залежності від впливу потоку рідини на запірно-регулюючий елемент бувають:

- прямої дії;
- непрямої дії.

В клапанах прямої дії потік робочої рідини діє на запірно-регулюючий орган безпосередньо, в клапанах непрямої дії відкриття запірно-регулюючого органу здійснюється за допомогою додаткового пристрою.

### 3.3.1 Запобіжні та переливні клапани

Запобіжні клапани призначені для захисту гідроприводу від тиску робочої рідини, що перевищує встановлений, шляхом зливу рідини в моменти збільшення цього тиску. Запобіжні клапани є клапанами епізодичної дії, тобто при нормальних тисках вони закриті і відкриваються лише при тиску робочої рідини в гідросистемі, що перевищує встановлений.

Кожна гідросистема має запобіжний клапан в лінії високого тиску, що виходить з насоса. Запобіжні клапани можуть бути встановлені в лініях, тиск в яких не повинен перевищувати заданої величини. Наприклад, в лінії живлення гідродвигунів встановлюють запобіжні клапани для обмеження в них тиску і, як наслідок, обмеження максимального створюваного двигуном зусилля. Крім зазначених вище у запобіжних клапанів є безліч різних типових застосувань.

У схемних рішеннях запобіжний клапан може бути застосований для забезпечення мінімально встановленого рівня тиску або підпору в лінії гідросистеми. При такому застосуванні запобіжні клапани прийнято називати підпрними або *переливними*, що відображає характер їх роботи.

*Переливні клапани* призначені для підтримки заданого тиску шляхом безперервного зливу рідини під час роботи. Переливні клапани широко застосовуються в гідроприводах з дросельним регулюванням.

Схематично пристрій запобіжного клапана прямої дії зображено на рисунку 3.18. У корпусі 1 встановлений конічний запірний елемент 2, що притискується до сідла пружиною 3. Налаштування пружини здійснюється регулювальним гвинтом 4. Контргайка 5 служить для фіксації регулювального положення гвинта. Рухома опора пружини 8 ущільнена по зазору з корпусом 1. Замкнутий об'єм 6 і зазор 7 є демпфером коливань запорного елемента клапана.

Клапани прямої дії мають високу швидкість спрацьовування, що є їх основною перевагою. До недоліків можна віднести нестабільну роботу і схильність до автоколивань. Також при збільшенні експлуатаційних витрат сильно збільшується і розмір клапана.

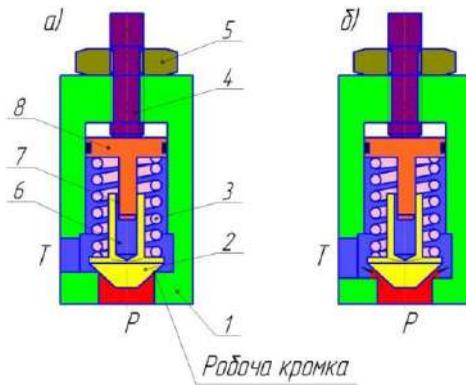


Рисунок 3.18 – Запобіжний клапан прямої дії:

*a* – в закритому стані; *б* – у відкритому стані; 1 – корпус; 2 – конічний запірний елемент; 3 – пружина; 4 – регулювальний гвинт; 5 – контргайка; 6 – замкнутий об'єм; 7 – зазор; 8 – рухома опора

Подібних недоліків позбавлені клапани непрямої дії, які часто називають двоступінчастими або сервоклапанами (рис. 3.19).

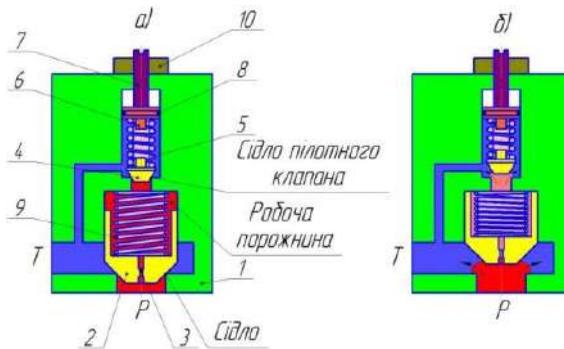


Рисунок 3.19 – Запобіжний клапан непрямої дії:

*a* – у закритому стані; *б* – у відкритому стані; 1 – корпус; 2 – основний запірний елемент; 3 – дросельний отвір; 4 – пілотний клапан із запірним елементом; 5, 9 – пружина; 6 – опора; 7 – регулювальний гвинт; 8 – ущільнення; 10 – контргайка

До сідла корпусу 1 пружиною 9 притиснутий основний запірний елемент 2. У запірному елементі є дросельний отвір 3. Робочу порожнину від лінії зливу  $T$  відокремлює пілотний клапан із запірним елементом 4, підтиснутий до сідла пружиною 5. Механізм регулювання підтискання пружини складається з регульовального гвинта 7 з контргайкою 10, опори 6 і ущільнення 8.

Робота клапана відбувається наступним чином: при тиску в лінії  $P$  нижче настройки спрацьовування клапана, рівні тисків в робочій порожнині та лінії  $P$  однакові, основний запірний елемент притиснутий до сідла пружиною 9. При досягненні тиском значення настройки пілотного клапана, останній відкривається, і робоча рідина, проходячи через дросельний отвір 3 спрямовується в лінію  $T$ . При проходженні робочої рідини через дросельний отвір створюється перепад тисків між лінією  $P$  і робочою порожниною. Цей перепад тисків впливає на запірний елемент 2 і, долаючи, зусилля пружини 9, зсувається, що призводить до відкриття основного клапана.

Якість запобіжних клапанів оцінюється за наступними критеріями:

- залежність тиску від витрати ( $p - Q$  характеристика);
- межа динамічної характеристики;
- динамічна поведінка.

Залежність тиску від витрати може бути використана для огляду цілого ряду застосувань запобіжного клапана. Вихідним параметром є тиск настройки  $p_e$  на початку відкривання ( $Q > 0$ ).

Характеристики  $p - Q$  для запобіжних клапанів прямої і непрямої дії показані на рисунку 3.20.

Контрольне відхилення  $R$  клапанів представлено у вигляді зміни встановленого тиску при збільшенні витрати або у вигляді кута нахилу характеристичної кривої:

$$R = \frac{\Delta p_{Ei}}{\Delta Q} \quad \text{або} \quad R = \frac{p_{EiQ} - p_{Ei(Q=0)}}{\Delta Q} .$$

Характеристика з  $R = 0$  є ідеальною.

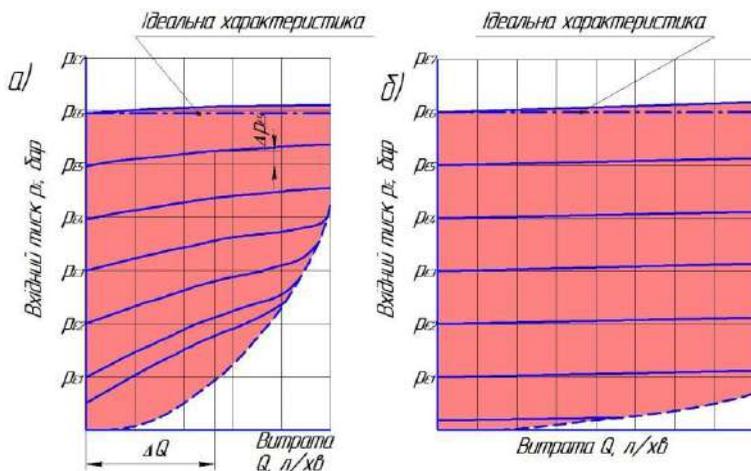


Рисунок 3.20 – Характеристики  $p - Q$  для запобіжних клапанів:  
 а – прямої дії; б – непрямої дії

У запобіжних клапанах є відмінність між верхньою і нижньою граничними характеристиками (рис. 3.21).

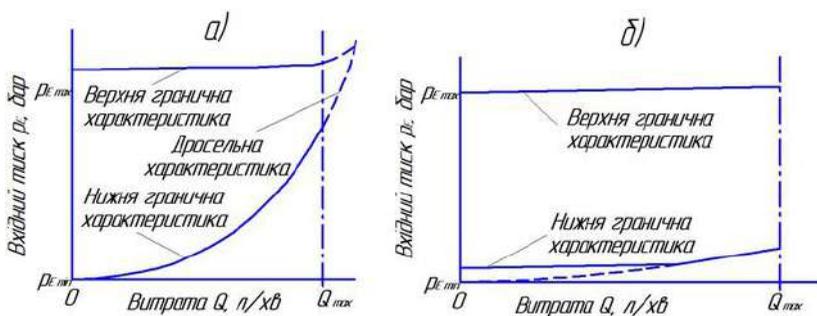


Рисунок 3.21 – Робочий діапазон запобіжного клапана:  
 а – прямої дії; б – непрямої дії

Встановлений тиск  $p_e$  обмежує верхній діапазон запобіжного клапана. Цей діапазон визначається максимальним зусиллям пружини і відповідною ущільнюючою площею запорного елемента пілотного клапана.

Підвищені витрати вимагають більшого прохідного перетину  $i$ , отже, – великих зусиль пружини. Таким чином, запобіжні клапани прямого управління можуть застосовуватися в діапазоні, де можливе ручне налаштування тиску  $p_c$ .

Запобіжні клапани непрямої дії підходять для високих тисків, де великі площі основного плунжера легко досяжні. Невелике зусилля пружини багаторазово посилюється тиском управління. Через малі витрати через пілот тиск управління може легко встановлюватися (низькі настроювальні сили).

В запобіжних клапанах прямої дії нижня гранична характеристика досягається, коли запірний елемент максимально відкритий і зусилля пружини дорівнює нулю. Отже, наявний тиск відповідає дросельній характеристиці при постійній площі прохідного перетину. Крива  $p-Q$  перетинає дросельну характеристику при будь-якому налаштуванні, і досягається гранична характеристика клапана (управління при повному відкритті). Це означає, що якщо витрата підвищується далі, клапан починає працювати відповідно до дросельної характеристики.

В запобіжних клапанах непрямої дії нижня гранична характеристика, яка відповідає початку відкривання при певному зусиллі пружини, що навантажує основний плунжер, і мінімальній величині тиску управління. Це значення для стандартних клапанів знаходиться між 1,5 і 4,5 бар. Якщо основний плунжер досягає положення максимального відкриття в результаті збільшення витрат, характеристична крива перетинає дросельну характеристику при мінімальному тиску настройки (пунктирна лінія на рис. 3.21 б).

Залежно від максимального прохідного перетину основного клапана нижня гранична характеристика для клапанів непрямої дії досягається тільки при низьких тисках настройки. Для зменшення швидкості потоку  $i$ , отже, зниження витрат тиску в гідросистемах максимальна витрата обмежується в залежності від умовного проходу клапана.

Динамічна поведінка запобіжних клапанів характеризується їх реакцією на раптову зміну витрати або тиску.

Клапан повинен реагувати швидко, тобто з мінімально можливою затримкою компенсувати будь-які піки тиску і

протягом короткого часу встановлювати необхідний тиск настройки.

Для виключення піків тиску повинні бути передбачені демпфуючі засоби. Однак, разом з тертям і інерцією рухомих частин, вони прагнуть зменшити швидкодію клапана.

Динамічна поведінка клапана залежить від його конструкції, положення основного плунжера і від самої гідросистеми.

Статична поведінка залежить тільки від конструкції клапана.

Динамічні властивості клапана характеризуються також амплітудою і частотою коливань при перехідних процесах відкриття і закриття і в сталому режимі внаслідок пульсації потоку робочої рідини, що подається насосом. Динамічні властивості клапана (їх динамічна стійкість) залежать від ефективності демпфування, що забезпечується конструктивними елементами клапана.

### **3.3.2 Редукційні клапани**

Редукційний гідроклапан призначений для підтримки в відведеному від нього потоці робочої рідини більш низького тиску, ніж тиск в підведеному потоці.

Редукційні клапани використовуються у випадках, коли до гідролінії, тиск в якій вище, ніж потрібно споживачеві, підключається один або кілька споживачів, які працюють при різних тисках. Редукційні клапани застосовуються також для забезпечення постійного перепаду тиску на регульованих дроселях регулятора потоку і в інших випадках. Найпоширенішим застосуванням є підтримка тиску в лінії управління розподільниками. Редукційні клапани можуть бути встановлені в лініях живлення гідродвигунів для обмеження в них тиску і, як наслідок, обмеження створюваного двигуном зусилля.

Схематично пристрій редукційного клапана прямої дії зображено на рисунку 3.22.

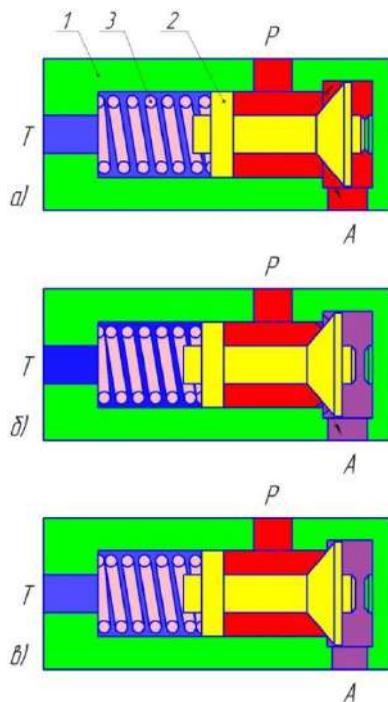


Рисунок 3.22 – Редукційний клапан прямої дії:

*a* – клапан у відкритому положенні; *б* – клапан в робочому положенні;  
*в* – клапан в закритому положенні; 1 – корпус; 2 – конічний запірний елемент;  
 3 – пружина

У корпусі 1 встановлений конічний запірний елемент 2, притискуваний до корпусу пружиною 3. При тиску в лінії *A* нижче настройки редукційного клапана робоча рідина безперешкодно перетікає в лінію *A*. Після того, як зусилля, що створюється тиском на запірному елементі в лінії *A* перевищить зусилля, що створюється пружиною, запірний елемент зміщуючись вліво, перекриє потік робочої рідини з лінії *P* в *A*. При цьому відбувається дроселювання (зниження тиску) рідини на робочій кромці, викликаючи зниження тиску в лінії *A*, врівноважуючи клапан в деякому положенні. Для стабільної підтримки тиску редукційним клапаном, порожнина пружини повинна сполучатися з баком. Якщо в порожнині пружини

створювати деякий тиск, то значення тиску, підтримуване в лінії *A*, буде збільшуватися прямо пропорційно тиску в порожнині пружини. У цьому випадку мова йде про редукційний клапан із зовнішнім управлінням, а тиск в порожнині пружини називають тиском управління.

Редукційні клапани сідельного типу (рис. 3.22) мають високу швидкість спрацьовування, що може привести до частих і сильних коливань тиску. Для зниження коливань тиску застосовують клапани золотникового типу. Редукційний клапан золотникового типу в робочому положенні показано на рисунку 3.23.

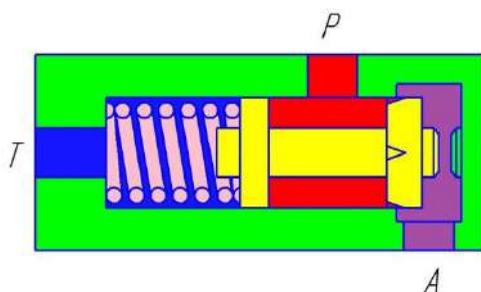


Рисунок 3.23 – Редукційний клапан золотникового типу

Вони забезпечують більш плавну характеристику без закидів тиску, але не герметичні і мають перетікання робочої рідини по зазору золотника.

Для збереження герметичності та забезпечення плавної характеристики застосовуються редукційні клапани непрямої (двоступінчастої) дії. Пристрій такого клапана показано на рисунку 3.24.

До корпусу *1* пружиною *9* притиснутий основний запірний елемент *2*. В запорному елементі є дросельний отвір *3*. Робочу порожнину *A* від лінії зливу *T* відокремлює пілотний клапан із запірним елементом *4*, підтиснутим до сідла пружиною *5*. Механізм регулювання підтискання пружини складається з регульовального гвинта *7* з контргайкою *10*, опори *6* і ущільнення *8*.

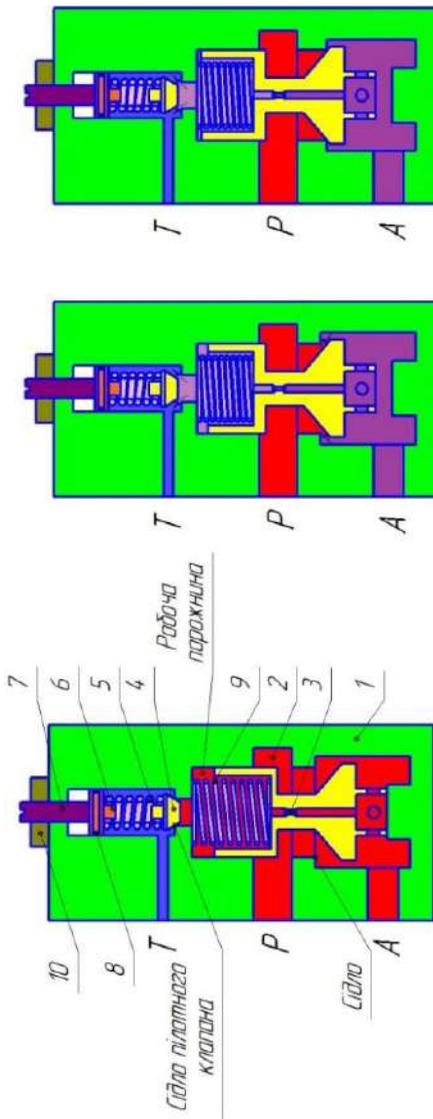


Рисунок 3.24 – Редукційний клапан непрямої (двоступінчастої) дії:  
 1 – корпус; 2 – основний запірний елемент; 3 – дросельний отвір; 4 – пілотний клапан із запірним елементом; 5, 9 – пружина; 6 – опора; 7 – гвинт;  
 8 – ущільнення; 10 – контргайка

Робота клапана відбувається наступним чином: при тиску в лінії *A* нижче настройки спрацьовування клапана, рівні тисків в робочій порожнині і лінії *A* однакові, основний запірний елемент притиснутий до корпусу пружиною 9. При досягненні тиском значення настройки пілотного клапана, останній відкривається, і робоча рідина, проходячи через дросельний отвір 3 спрямовується в лінію *T*. При цьому створюється перепад тисків між лінією *A* і робочою порожниною, яка впливає на запірний елемент 2 і долаючи зусилля пружини 9, зміщує запірний елемент 2 вгору, що призводить до зменшення прохідного перетину (сідло-клапан), зниження тиску в лінії *A* і врівноважуванню клапана в деякому положенні, що забезпечує заданий тиск в лінії *A*.

При зниженні тиску в лінії *A* клапан під впливом пружини опускається, збільшуючи прохідний перетин сідло-клапан, що призводить до збільшення тиску в лінії *A* і врівноважування клапана в новому положенні.

Ще одним різновидом редуційного клапана можна вважати редуційно-запобіжний або триходовий редуційний клапан.

Принцип роботи редуційно-запобіжного клапана показаний на рисунку 3.25. У корпусі 1 встановлені основні елементи: пружина 3 і золотник 2. Поки тиск в лінії *A* нижче, ніж в лінії живлення *P*, клапан 2 знаходиться в правому положенні і вільно пропускає рідину з лінії *P* в лінію *A* (рис. 3.25 *a*). При підвищенні тиску в лінії *P* вище настройки пружини 3, золотник 2 зміщується вліво і починає дроселювати рідину, прикриваючи вікно лінії *P* (рис. 3.25 *b*), до повного закриття (рис. 3.25 *в*). Якщо при повному закритті тиск в лінії *A* продовжує зростати, то золотник зміщується ще лівіше, відкриває вікно лінії *T* і починає скидати рідину з лінії *A* в злив (рис. 3.25 *г*).

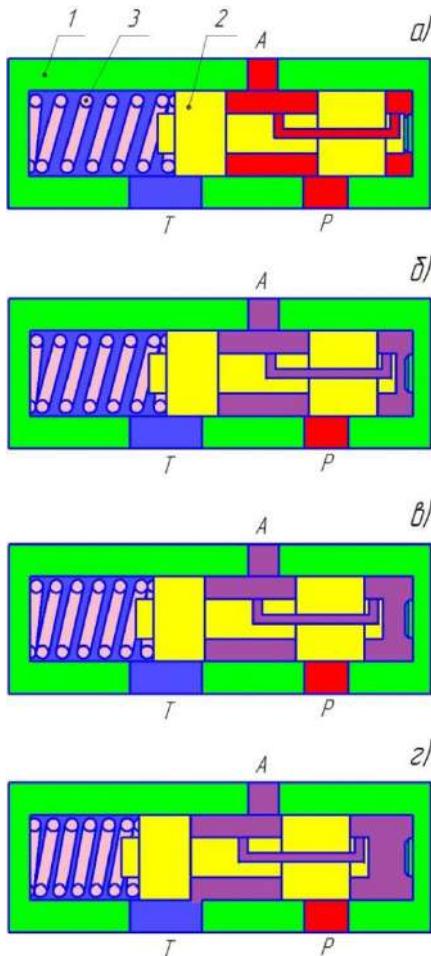


Рисунок 3.25 – Редукційно-запобіжний клапан:  
*a* – клапан у відкритому положенні; *б* – клапан в робочому положенні;  
*в, г* – клапан в закритому положенні; 1 – корпус; 2 – золотник; 3 – пружина

Однією з різновидів редукційних клапанів можна вважати клапани різниці тисків. Клапани різниці тисків призначені для підтримування заданої різниці тисків в підведеному і відведеному потоках робочої рідини. Клапани різниці тисків отримали застосування в гідроприводах з об'ємним регулюванням як підживлювальні клапани.

Для редукційних і запобіжних клапанів застосовуються одні і ті ж статичні характеристики, хоча є і деякі відмінності. Представлена витрата є витратою, що надходить до гідродвигуна, і встановлений тиск – вихідний тиск  $p_A$ .

Поле робочих характеристик (рис. 3.26) показує зміну вихідного тиску  $p_A$  в функції витрати при постійному вхідному тиску  $p_E$ . У функціях редукування тиску пунктирні лінії представляють найменший опір гідродвигуна в залежності від витрати. Вони характеризують граничний рівень застосування клапана в гідросистемі.

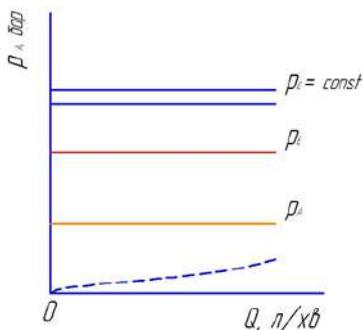


Рисунок 3.26 – Характеристичні криві для редукційних клапанів непрямої дії

Значна різниця в нахилі характеристикних кривих є між редукційними клапанами непрямої і прямої дії. Нахил для клапанів прямої дії суттєво більше, ніж для клапанів непрямої дії, через зміни зусилля пружини при збільшенні ходу запорного елемента.

Також важливими параметрами редукційних клапанів є мінімальний тиск настройки і максимальна витрата. Обидва ці параметри можуть розглядатися тільки разом. Зазвичай клапан налаштовується при нульовій витраті. Пунктирні криві на рисунку 3.26, що характеризують опір гідродвигуна в залежності від витрати, показують мінімальний тиск на виході клапана. Кожна точка цих кривих представляє різну настройку клапана. У той же час необхідно розглянути цей мінімальний тиск, який може бути встановлений для окремих випадків застосування.

Якщо встановлено мінімальне значення, не можна отримати бажану витрату. Теоретично в редукційних клапанах прямої дії можна встановити мінімальне споживання  $p_A=0$ . Однак при цьому не буде витрати до гідродвигуна, оскільки початок кривої опору гідродвигуна також знаходиться в нульовій точці (рис. 3.26). У редукційному клапані непрямої дії мінімальний тиск настройки визначається зусиллям пружини основного запорного елемента і діючим на нього тиском підпору потоку управління. Це тиск, як правило, знаходиться в межах від 3 до 7 бар при нульовій витраті.

Подальший аналіз можливостей застосування редукційних клапанів полягає у визначенні допустимої різниці тисків між входом і виходом. Якщо ця різниця дуже мала, запірний елемент максимально відкривається для того, щоб пропустити бажану витрату до гідродвигуна. Подальше редукування тиску неможливо в цьому випадку.

З цієї причини необхідно брати до уваги характеристики виробника в частині мінімальної різниці тисків у функції витрати (рис. 3.27).

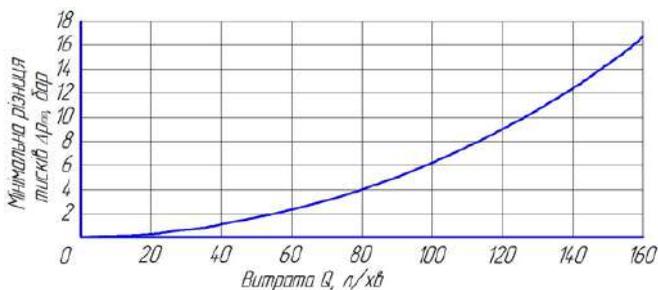


Рисунок 3.27 – Характеристика  $\Delta p - Q$

Необхідно відзначити, що мінімальний тиск настройки можна досягти в тому випадку, коли відповідна характеристична крива перетинає криву опору гідродвигуна при бажаній величині витрати.

При експлуатації редукційних клапанів потрібні їх хороші динамічні характеристики. Піки тиску при різкій зупинці гідродвигуна (гідроциліндра або гідромотора) повинні бути

мінімальними. Аналогічні явища можуть відбуватися, коли машина запускається знову або в період після зупинки.

Основний запірний елемент редуційних клапанів є нормально відкритим. Якщо потік, що надходить в гідродвигун, раптово зменшується, запірний елемент повинен максимально швидко закритися, долаючи зусилля пружини. Запізнення через сили тертя і потоку призводить до небажаного збільшення тиску (піку тиску) в ланцюзі гідродвигуна.

З іншого боку, якщо потік несподівано зростає, основний запірний елемент повинен максимально швидко відкритися, щоб уникнути провалу тиску. Величина піків і провалів залежить від динамічних характеристик клапана (типу, схеми пілота), гідродвигуна (гідроциліндр або гідромотор), параметрів ( $p_E$ ,  $p_A$ ,  $Q$ ), а також від обсягу гідроциліндра і сполучних ліній.

### **3.3.3 Зворотні клапани**

Зворотні клапани відносяться до направляючих гідроапаратів і призначені для вільного пропускання робочої рідини тільки в одному напрямку і замикання в зворотному напрямку. Зворотні клапани повинні бути герметичними в закритому положенні і мати мінімальний гідравлічний опір у відкритому положенні.

Зворотні клапани мають сидельні опорні поверхні і, отже, забезпечують повну герметичність. В якості запорного елемента застосовуються кульки, пластини або конуси, в тому числі з еластичними ущільненнями.

Виробництво кульок досить економічне, проте кулька в процесі експлуатації незначно деформується і може обернутися в місці контакту з сідлом. З плином часу це може привести до втрати герметичності. Щоб посадочне місце під дією зусилля пружини або потоку робочої рідини не отримувало місцевих пошкоджень, кулька потребує додаткових напрямних пристроїв.

Напрявні пристрої підтримують одне певне положення кульки. Після нетривалої експлуатації кулька підлаштовується до сідла і забезпечує повну герметизацію. Виробництво інших запірних елементів технічно складніше в порівнянні з виробництвом кульок.

Тарілчасті клапани з еластичним ущільненням застосовуються тільки в зоні невеликих робочих тисків і

швидкостей потоку, проте їх суттєвою перевагою є відсутність жорстких вимог до точності обробки.

Відповідно до області застосування зворотні клапани можна поділити на такі три групи:

- найпростіші зворотні клапани;
- керовані зворотні клапани (гідрозамки);
- клапани наповнення (антикавітаційні клапани).

### 3.3.3.1 Найпростіші зворотні клапани

Найпростіші зворотні клапани (рис. 3.28) складаються з корпусу 1, загартованого клапана 2, який пружиною 3 притискається до ущільнюючого сідла 4.

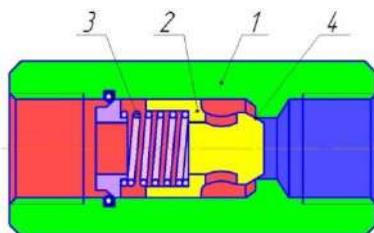


Рисунок 3.28 – Зворотний клапан різьбового монтажу:  
1 – корпус; 2 – клапан; 3 – пружина; 4 – сідло

Коли потік робочої рідини проходить в заданому напрямку (в даному випадку справа наліво) клапан під дією тиску рідини відходить від сідла. У зворотному напрямку пружина і тиск притискають клапан до сідла і замикають потік.

Тиск відкриття залежить від обраної пружини (зусилля її попереднього стиснення) і площі клапана. Залежно від області застосування тиск відкриття зазвичай знаходиться в межах від 0,5 до 10 бар.

Зворотний клапан без пружини може встановлюватися тільки вертикально. В даному випадку запірний елемент притискається до сідла за рахунок власної ваги.

Зворотні клапани мають виконання по приєднанню (монтажу):

- різьбове;

- стикове;
- фланцеве;
- вбудоване;
- модульне.

Зворотні клапани використовуються:

- для обходу дроселюючих пристроїв;
- для замикання одного з напрямків потоку;
- в якості перепускних (by-pass) клапанів для захисту зливних фільтрів при їх надмірному засміченні;
- в якості підпірних клапанів для створення певного тиску підпору в гідросистемі.

Так звана «мостова випрямна схема» може бути отримана шляхом певного включення чотирьох зворотних клапанів (рис. 3.29).

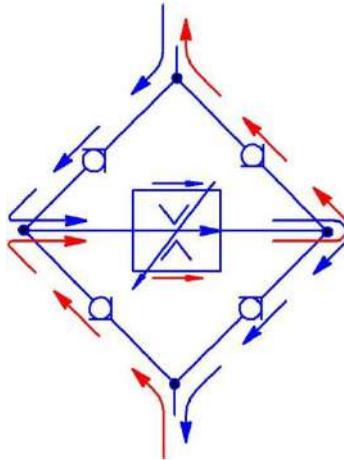


Рисунок 3.29 – Схема випрямляча (мостова випрямна схема Герца)

Така схема використовується зазвичай в поєднанні з гідроапаратами регулювання витрати і тиску. При русі робочої рідини в одному (показано червоними стрілками) або іншому (чорними) напрямку потік через апарат зберігається незмінним.

### 3.3.3.2 Гідрозамки (керовані зворотні клапани)

Гідравлічним замком називають направляючий гідроапарат, призначений для пропускання потоку робочої рідини в одному напрямку і замикання потоку рідини в зворотному напрямку при відсутності керуючого впливу, а при наявності керуючого впливу – для пропускання рідини в обох напрямках.

Таким чином, на відміну від простіших зворотних клапанів гідрозамки можуть примусово відкриватися в замикаючому напрямку.

Гідрозамки застосовуються для:

- замикання перебуваючих під тиском ділянок гідросистеми;
- запобігання падінню навантаження при обриві трубопроводу;
- запобігання сповзання гідравлічно замкнених гідродвигунів.

Схематично пристрій гідрозамка зображено на рисунку 3.30.

У корпусі *1* встановлені керуючий поршень *4* і конічний запірний елемент *2*, притискуваний до корпусу пружиною *3*. Робочим є закриття клапана, при якому робоча рідина замкнена в лінії *C2* (рис. 3.30 *а*). Для примусового відкриття клапана тиск подається в лінію *VI–C1*. Після того, як зусилля на поршні *4*, створюване тиском в порожнині *VI–C1*, перевищить зусилля на запорному елементі *2*, створюване тиском в лінії *C2* і пружиною *3*, поршень *4* переміститься вправо і, зміщуючи запірний елемент *2*, відкриє доступ рідини з лінії *C2* в лінію *V2* (рис. 3.30 *б*). При підйомі навантаження (рис. 3.30 *в*) лінія *V2–C2* вільно пропускає рідину до гідродвигуна (гідроциліндра).

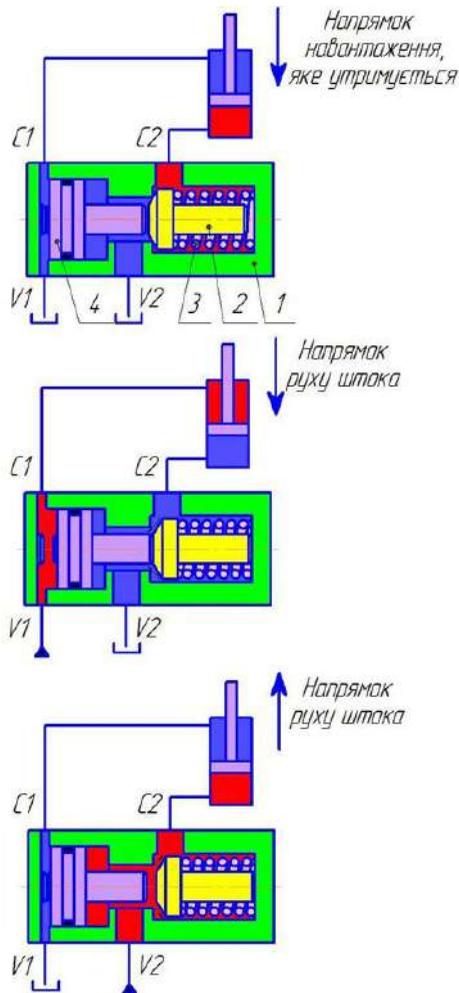


Рисунок 3.30 – Принцип роботи гідро замка

При певних умовах в момент відкриття гідрозамків в гідросистемі можуть виникати ударні навантаження, викликані різким падінням тиску. Такі навантаження негативно позначаються на більшості елементів гідросистеми, знижуючи їх ресурс. Для боротьби з цим у гідрозамок вбудовують декомпресор 5 (рис. 3.31). Принцип роботи замку з

декомпресором відрізняється від звичайного тим, що при зміщенні керуючого поршня 4 першим відкривається клапан декомпресора 5. Зміщуючись декомпресор 5 створює невелике перетікання рідини з лінії C2 в лінію V2 і тим самим знижує в навантаженій лінії тиск. Після цього відбувається відкриття основного клапана 2 і скидання рідини з C2 в порт V2. Таким чином, миттєвого з'єднання лінії, що знаходиться під високим тиском, з лінією зливу вдається уникнути.

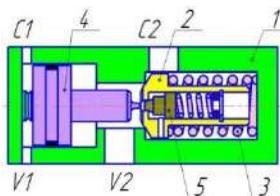


Рисунок 3.31 – Гідрозамок з декомпресором:

1 – корпус; 2 – основний клапан; 3 – пружина; 4 – поршень; 5 – декомпресор

Одним з найважливіших параметрів гідрозамків є співвідношення площ сідла основного клапана і керуючого поршня. Фактично співвідношення визначає у скільки разів, замкнений в порожнині C2 тиск, може перевищувати тиск в порожнині управління VI–C1 при збереженні працездатності замка. Для замків без декомпресора значення співвідношення визначається так, як показано на рисунку 3.32 а.

Зазвичай значення співвідношення лежить в діапазоні від 1:3 до 1:7, і визначається як:

$$1 : \frac{S_2}{S_1}$$

Для замків з декомпресором визначення значення співвідношення показано на рисунку 3.32 б. Значення співвідношень для гідрозамків з декомпресором може досягати значення 1:20 і більше, визначається як:

$$1 : \frac{S_2}{S_3}$$

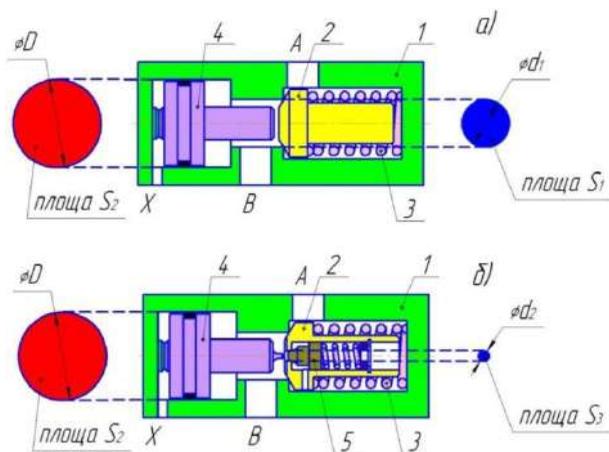
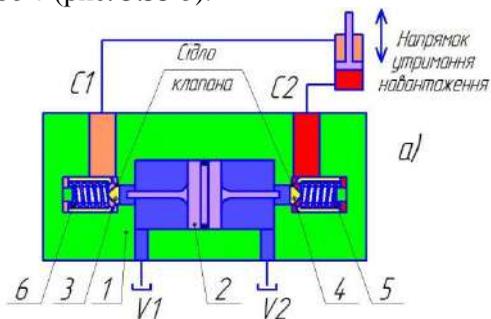


Рисунок 3.32 – Гідрозамок з передавальним відношенням:  
*a* – без декомпресора; *б* – з декомпресором; 1 – корпус; 2 – основний клапан;  
 3 – пружина; 4 – поршень; 5 – декомпресор

Широке розповсюдження отримали здвоєні (двосторонні) гідрозамки, призначені для фіксування гідродвигуна в заданому положенні незалежно від напрямку прикладених до гідродвигуна зусиль.

Пристрій і принцип роботи односторонніх і здвоєних (двосторонніх) гідрозамоків аналогічні. У закритому стані до сідел в корпусі 1 пружинами 5 і 6 притиснуті запорні елементи 3 і 4 (рис. 3.33 *a*). Керуючий поршень 2 в залежності від наявності тиску в лінях *V1* і *V2* зміщується і відкриває один із запірних елементів 3 або 4 (рис. 3.33 *б*).



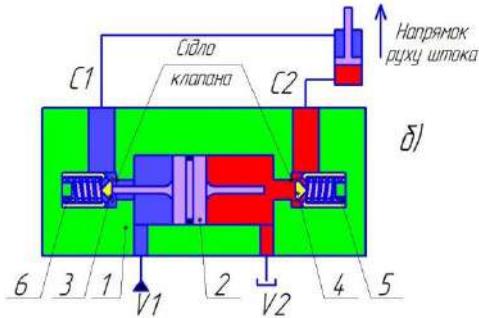


Рисунок 3.33 – Двосторонній гідрозамок:  
*a* – у закритому стані; *б* – у відкритому стані;  
 1 – корпус; 2 – поршень; 3, 4 – запірні елементи; 5, 6 – пружини

При проектуванні гідравлічних систем, що містять гідрозамки, потрібно враховувати кілька умов.

1. У закритому стані для надійного утримання навантаження лінії гідрозамків, що ведуть до гідророзподільника, повинні бути розвантажені в злив. Нехтування цим правилом веде до неповного замикання магістралей і «сповзання» навантаження.

2. Для забезпечення безпеки при утриманні навантаження гідрозамки рекомендується встановлювати як можна ближче до виконавчого гідродвигуна або безпосередньо на нього.

3. При співпадінні напрямку навантаження на виконавчий орган гідродвигуна з напрямком його руху (попутне навантаження), гідрозамок може працювати некоректно, постійно закриваючись і відкриваючись. Цей режим роботи призводить до виникнення ударних навантажень в гідросистемі і передчасного виходу з ладу її компонентів. У подібних випадках необхідно замість гідрозамків застосовувати гальмівні клапани.

При проектуванні гідравлічних систем, що містять гідрозамки, необхідно враховувати, що для їх коректної роботи в режимі утримання навантаження потрібно, щоб порти *V1* і *V2* були відкриті в зливу лінію. Ця вимога зазвичай забезпечується установкою гідророзподільника з золотником, лінії *A* і *B* якого в нейтральному положенні з'єднані зі зливною лінією.

### 3.3.3.3 Клапани наповнення (антикавітаційні клапани)

Клапани наповнення – це гідравлічно керовані зворотні клапани великих розмірів. Вони застосовуються головним чином для заповнення великих гідроциліндрів або для замикання основних робочих систем, що знаходяться під тиском.

Показаний на (рис. 3.34 *а*) клапан містить декомпресор 1, який разом з основним конічним клапаном 2 утримується в сидлі пружиною 3, сила якої лише трохи перевищує вагу конічного клапана. Пружина 4 навантажує керуючий поршень 5, повертаючи його в початкове положення.

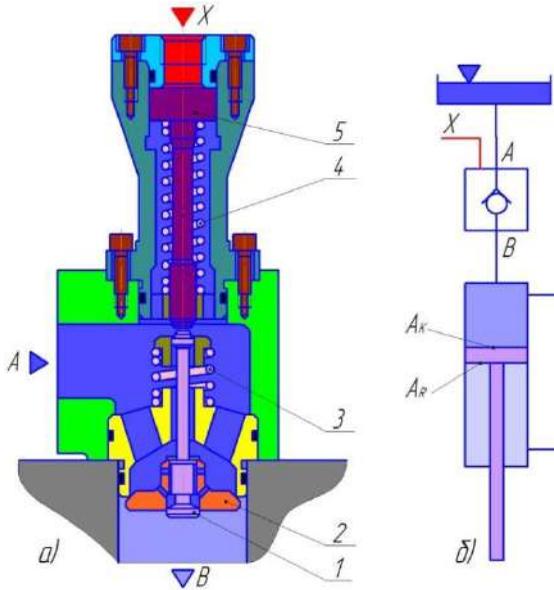


Рисунок 3.34 – Клапан наповнення з декомпресором:  
*а* – пристрій; *б* – приклад підключення; 1 – декомпресор; 2 – конічний клапан;  
3, 4 – пружини; 5 – керуючий поршень

Розглянемо принцип роботи такого клапана більш детально в поєднанні з гідроциліндром (рис. 3.34 *б*).

Лінія *A* з'єднана з баком, встановленим над гідроциліндром. На конус клапана впливає стовп оливи, що знаходиться над ним. Якщо штокова порожнина (площа  $A_R$ ) розвантажується від тиску,

поршень опускається під дією власної ваги. При цьому в поршневій порожнині (площа  $A_K$ ) створюється вакуум, який передається в лінію  $B$ . В результаті дії розрідження конічний клапан відкривається, і гідроциліндр всмоктує оливу з верхнього резервуара. Одночасно в поршневу порожнину надходить олива також від насоса великої подачі.

Перед здійсненням робочого ходу гідроциліндр гальмується до заданої швидкості робочого процесу. Зростаючий тиск в поршневій порожнині впливає на нижню поверхню конічного клапана 2, останній закривається і роз'єднує зв'язок поршневої порожнини з баком.

Після виконання робочого ходу головний робочий циліндр знову піднімається. Шляхом перемикання відповідних гідроапаратів штокова порожнина гідроциліндра (площа  $A_R$ ) разом з лінією управління  $X$  клапана наповнення з'єднується з напірною лінією. В результаті спочатку відкривається декомпресор  $I$ , а потім – основний конічний клапан 2. Олива з поршневої порожнини (площа  $A_K$ ) витісняється в бак і гідроциліндр здійснює повернення в початкове положення.

Клапани наповнення виготовляються з декомпресором або без нього.

Найбільші клапани виготовляються з декомпресором.

Клапани наповнення мають наступні монтажні варіанти:

- фланцевий;
- монтований на баку;
- вбудований.

### **3.3.4 Гальмівні клапани**

Гальмівний клапан відноситься до клапанів регулювання тиску. У технічній літературі даний вид клапанів часто називають врівноважувачами або контрбалансними (counterbalance). Основне застосування ці клапани знаходять в системах, де на гідродвигунах потрібне тривале утримання навантаження і можливе виникнення навантаження, що збігається по напрямку з рухом виконавчого органу гідродвигуна (попутного навантаження). За кількістю контрольованих ліній гідродвигуна гальмівні клапани бувають односторонні і двосторонні.

Розглянемо принцип роботи гальмівних клапанів на прикладі роботи гідроциліндра. На рисунку 3.35 показано пристрій одностороннього гальмівного клапана, що знаходиться в стані утримання навантаження.

Клапан складається з корпусу 10, в якому встановлені: дросель 11, клапан 4, сідло 3 з пружиною 2, опорна шайба 1, обойма 7, упор 5, пружина 6 і регулювальний гвинт 8 з контргайкою 9. Гідравлічний циліндр утримує навантаження поршневою порожниною. На відміну від гідравлічного замка, який утримує навантаження незалежно від її величини, гальмівний клапан відкриється і спрацює як запобіжний при величині тиску, що визначається настроюванням підтискання пружини 6. Тому, для гарантованого утримання навантаження такими клапанами тиск їх налаштування вибирають вище максимального на величину від 20% до 50%.

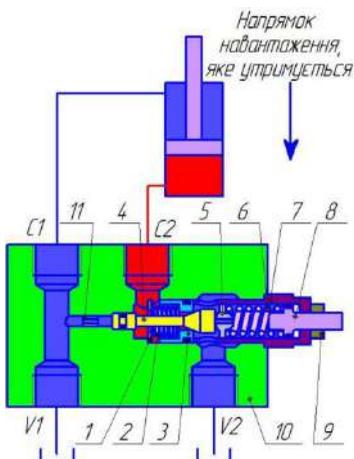


Рисунок 3.35 – Односторонній гальмівний клапан у стані утримання навантаження: 1 – опорна шайба; 2, 6 – пружини; 3 – сідло; 4 – клапан; 5 – упор; 7 – обойма; 8 – регулювальний гвинт; 9 – контргайка; 10 – корпус; 11 – дросель

На рисунку 3.36 показаний гальмівний клапан, що знаходиться у стані підйому вантажу.

Для підйому вантажу гідроциліндром в порт V2 подається робоча рідина. При цьому сідло 3 зміщується вліво, долаючи

зусилля, створюване пружиною 2. Робоча рідина з штокової порожнини гідроциліндра вільно йде в зливну лінію. Таким чином, здійснюється підйом вантажу гідроциліндром. При подальшому з'єднанні порту V2 зі зливною лінією гальмівний клапан переходить в режим утримання вантажу. Дросель 11 виконує роль демпфера, який забезпечує відносно плавне переміщення клапана 4.

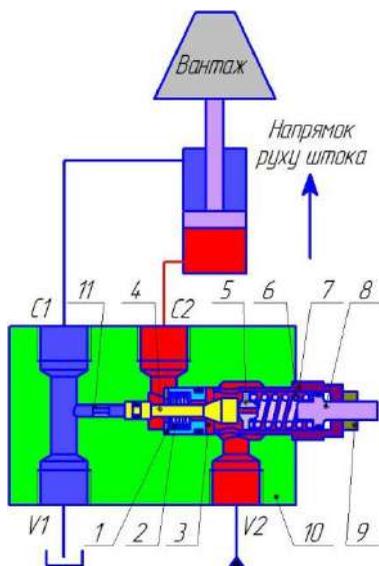


Рисунок 3.36 – Односторонній гальмівний клапан у стані підйому вантажу:

1 – опорна шайба; 2, 6 – пружини; 3 – сідло; 4 – клапан; 5 – упор;  
7 – обойма; 8 – регулювальний гвинт; 9 – контргайка; 10 – корпус; 11 – дросель

На рисунку 3.37 показано гальмівний клапан у режимі роботи з попутним навантаженням.

У початковий момент часу гальмівний клапан, замкненою їм поршневою порожниною утримує вантаж. Оскільки поршнева порожнина замкнена, то при подачі робочої рідини в штокову порожнину, в ній створюється тиск, який через дросель 11 впливає на клапан 4. Під впливом тиску в штоковій порожнини, клапан 4 долає зусилля пружини б і зміщуючись вправо відкриває в злив лінію C2, з'єднану з поршневою порожниною циліндра.

Шток гідроциліндра починає рухатися. У режимі компенсації попутного навантаження клапан 4 знаходиться в деякому рівноважному стані, при якому швидкість руху штока гідроциліндра строго визначається витратою робочої рідини, що надходить в штокову порожнину. При відхиленні клапана від рівноважного стану відбувається наступне.

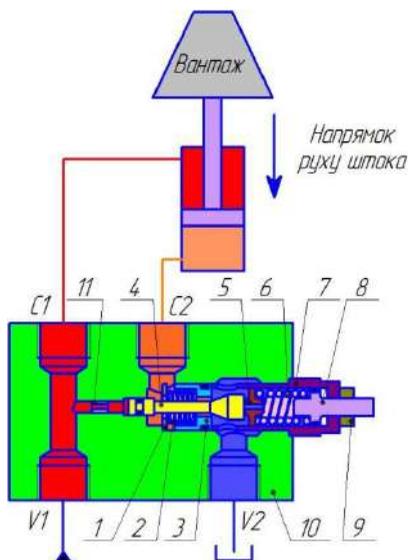


Рисунок 3.37 – Односторонній гальмівний клапан у стані компенсації попутного навантаження:

1 – опорна шайба; 2, 6 – пружини; 3 – сідли; 4 – клапан; 5 – упор; 7 – обойма; 8 – регулювальний гвинт; 9 – контргайка; 10 – корпус; 11 – дросель

1. При занадто великому відкритті клапана 4 витрата рідини  $C2-V2$  перевищує величину витрати  $V1-C1$  (з урахуванням співвідношення робочих площ штокової і поршневої порожнин гідроциліндра). Відбувається падіння тиску в штоковій порожнині і зазор між клапаном 4 і сідли 3 зменшується. При цьому витрата  $C2-V2$  знижується до величини, що відповідає величині витрати  $V1-C1$  (з урахуванням співвідношення робочих площ штокової і поршневої порожнин гідроциліндра). Клапан приходить в рівноважний стан.

2. При занадто малому відкритті клапана 4 витрата рідини  $C2-V2$  нижче величини витрати  $V1-C1$  (з урахуванням співвідношення робочих площ штокової і поршневої порожнин гідроциліндра). Відбувається збільшення тиску в штоковій порожнині і зазор між клапаном 4 і сідлом 3 збільшується. При цьому витрата  $C2-V2$  збільшується до величини, що відповідає величині витрати  $V1-C1$  (з урахуванням співвідношення робочих площ штокової і поршневої порожнин гідроциліндра). Клапан приходить у рівноважний стан.

На відміну від одностороннього гальмівного клапана двосторонній клапан використовується в системах, де є необхідність утримувати гідравлічні двигуни під знакозмінним навантаженням і періодичним впливом попутного навантаження при русі як в прямому, так і зворотному напрямках.

На рисунку 3.38 показано двосторонній гальмівний клапан у стані утримання навантаження. Його пристрій ідентичний пристрою одностороннього гальмівного клапана. До його складу входить корпус 20, в якому встановлені: розподільний клапан 10, клапан 4 (14), сідло 3 (13) з пружиною 2 (12), опорна шайба 1 (11), обойма 7 (17), упор 5 (15), пружина 6 (16) і регулювальний гвинт 8 (18) з гайкою 9 (19). Гідравлічний циліндр на рис. 3.38 може утримувати навантаження в поршневій або штоковій порожнині.

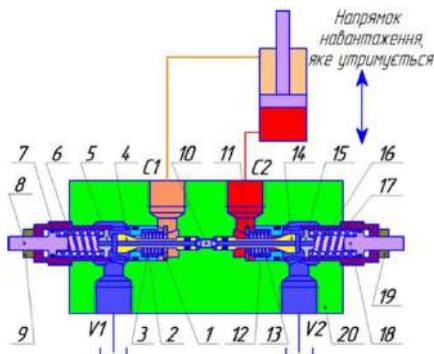


Рисунок 3.38 – Двосторонній гальмівний клапан у стані утримання навантаження: 1, 11 – опорна шайба; 2, 12 – пружина; 3, 13 – сідло; 4, 14 – клапан; 5, 15 – упор; 6, 16 – пружина; 7, 17 – обойма; 8, 18 – регулювальний гвинт; 9, 19 – гайка; 10 – клапан; 20 – корпус

На рисунок 3.39 двосторонній гальмівний клапан показано у стані підйому вантажу. При подачі робочої рідини в порт  $V2$  сідло  $3$  ( $13$ ), подолавши опір пружини  $1$  ( $11$ ), зміститься вліво і рідина надійде в порт  $C2$  і поршневу порожнину гідроциліндра. Робоча рідина з порожнини  $V2$ , проходячи через канал в клапані  $14$ , впливає на клапан  $4$ , зміщуючи його вліво. Розподільний клапан  $10$  в цей момент закриває канал в клапані  $4$ . При цьому між клапаном  $4$  і сідлом  $3$  утворюється зазор, через який робоча рідина зі штокової порожнини гідроциліндра проходить в зливну лінію. Таким чином, відбувається підйом вантажу гідроциліндром.

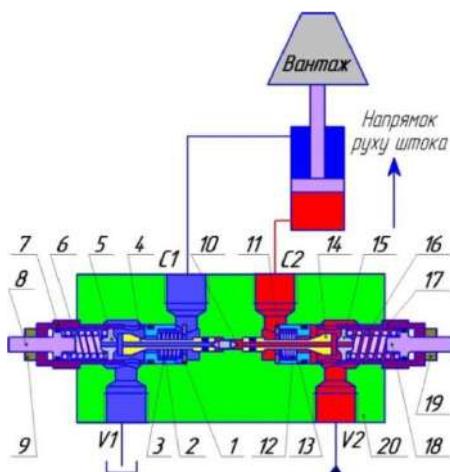


Рисунок 3.39 – Двосторонній гальмівний клапан у стані підйому вантажу:  
 1, 11 – опорна шайба; 2, 12 – пружина; 3, 13 – сідло; 4, 14 – клапан; 5, 15 – упор;  
 6, 16 – пружина; 7, 17 – обойма; 8, 18 – регулювальний гвинт; 9, 19 – гайка;  
 10 – розподільний клапан; 20 – корпус

При подальшому з'єднанні порту  $V2$  і  $V1$  зі зливною лінією, гальмівний клапан переходить в режим утримання навантаження. При сприйнятті навантаження штоковою порожниною гідроциліндра робота клапана відбувається аналогічно.

На рисунку 3.40 показаний гальмівний клапан в режимі роботи з попутним навантаженням. У початковий момент часу гальмівний клапан, замкненою їм поршневою порожниною,

утримує вантаж. Компенсація попутного навантаження буде проходити в плечі  $C2-V2$ . Робоча рідина, подана в порт  $V1$ , подолавши зусилля пружини 2, зміщує сідло 3 вправо і через порт  $C1$  потрапляє в штокову порожнину гідроциліндра. Оскільки поршнева порожнина замкнена, то при подачі робочої рідини в штокову порожнину, в лінії  $V1-C1$  виникає тиск, який через канал в клапані 4 проходить до торця клапана 14 і, подолавши зусилля пружини 16, зміщує його вправо. Розподільний клапан 10 закриває канал в клапані 14. При цьому з'являється зазор між клапаном 14 і сідлом 13, через який робоча рідина з поршневої порожнини йде в зливну лінію і шток гідроциліндра рухається вниз. У режимі компенсації попутного навантаження плечем  $C2-V2$  клапан 14 знаходиться в деякому рівноважному стані, при якому швидкість руху штока гідроциліндра строго визначається витратою робочої рідини, що надходить в штокову порожнину.

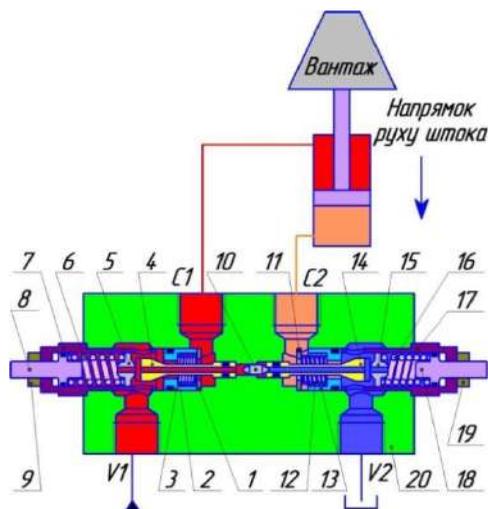


Рисунок 3.40 – Двосторонній гальмівний клапан в стані компенсації попутного навантаження: 1, 11 – опорна шайба; 2, 12 – пружина; 3, 13 – сідло; 4, 14 – клапан; 5, 15 – упор; 6, 16 – пружина; 7, 17 – обойма; 8, 18 – регулювальний гвинт; 9, 19 – гайка; 10 – розподільний клапан; 20 – корпус

При відхиленні клапана від рівноважного стану відбувається наступне.

1. При занадто великому відкритті клапана *14* витрата рідини *C2–V2* перевищує величину витрати *VI–C1* (з урахуванням співвідношення робочих площ штокової і поршневої порожнин гідроциліндра). Відбувається падіння тиску в штоковій порожнині і зазор між клапаном *14* і сідлом *13* зменшується. При цьому витрата *C2–V2* знижується до величини, що відповідає величині витрати *VI–C1* (з урахуванням співвідношення робочих площ штокової і поршневої порожнин гідроциліндра). Клапан приходить в рівноважний стан.

2. При занадто малому відкритті клапана *14* витрата рідини *C2–V2* нижче величини витрати *VI–C1* (з урахуванням співвідношення робочих площ штокової і поршневої порожнин гідроциліндра). Відбувається збільшення тиску в штоковій порожнині і зазор між клапаном *14* і сідлом *13* збільшується. При цьому витрата *C2–V2* збільшується до величини, що відповідає величині витрати *VI–C1* (з урахуванням співвідношення робочих площ штокової і поршневої порожнин гідроциліндра). Клапан приходить у рівноважний стан.

3. При утриманні навантаження штоковою порожниною, компенсація попутного навантаження буде проходити в плечі *C1–VI* і клапан *4* буде перебувати в стані рівноваги. Порядок підтримки рівноважного стану аналогічний описаному.

Так само як і у гідрозамків, найважливішим параметром гальмівних клапанів є відношення робочої площі основного клапана до площі основного пілотного елемента (рис. 3.41).

Фактично цей параметр показує співвідношення тисків у порожнинах *VI* і *C2* необхідних для подолання зусилля пружини *б*. Зазвичай значення співвідношень для гальмівних клапанів лежать в діапазоні від 1:3 до 1:8 і визначається як:

$$1 : \frac{S_2}{S_1}$$

На рисунку 3.41 показано як визначається співвідношення площ виходячи з геометричних розмірів клапана.

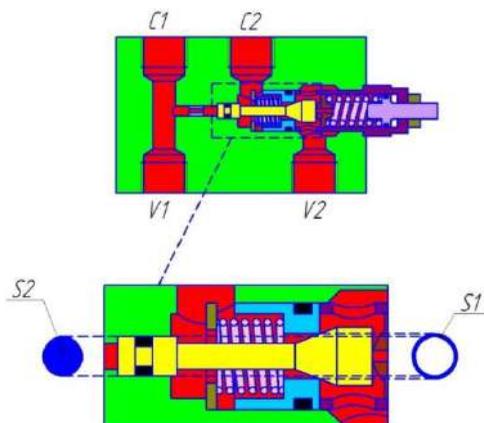


Рисунок 3.41 – Передавальне співвідношення гальмівного крана

При проектуванні гідравлічних систем, що містять гальмівні клапани, необхідно враховувати, що для їх коректної роботи в режимі утримання навантаження потрібно, щоб порти  $V1$  і  $V2$  були відкриті в зливну лінію. Ця вимога зазвичай забезпечується установкою гідророзподільника з золотником, лінії  $A$  і  $B$  якого в нейтральному положенні з'єднані зі зливною лінією.

### 3.3.5 Гідравлічні клапани співвідношення витрат

У багатьох випадках потрібно забезпечити синхронізацію руху вихідних ланок гідродвигунів, що живляться від одного насоса. При цьому для синхронізації декількох гідродвигунів потрібно забезпечити рівність швидкостей їх вихідних ланок від зміни навантаження на гідродвигун.

Застосовуються наступні способи синхронізації роботи гідродвигунів:

- за допомогою жорсткого механічного зв'язку штоків, валів гідродвигунів;
- за допомогою клапанів співвідношення витрат (синхронізаторів витрати);
- за допомогою послідовного з'єднання порожнин гідродвигунів;
- за допомогою живлення від індивідуальних насосів;

– за допомогою спеціальних систем стежачої дії тощо.

Клапани співвідношення витрат призначені для підтримки заданого співвідношення витрат робочої рідини в двох або декількох паралельних потоках. Клапани співвідношення витрат в залежності від призначення поділяються на:

- дільники потоків;
- суматори потоків.

Дільники потоків призначені для поділу одного потоку робочої рідини на два або більше потоків. Суматори потоків встановлюються в гідросистемах для з'єднання двох або більше потоків робочої рідини в один потік.

Найбільш поширеними є дільники потоку, побудовані на об'ємному або дросельному принципі роботи. Простими дільниками потоку об'ємного типу є спарені (пов'язані валами) гідромотори, переважно аксіально-поршневих типів. Гідромотори в такій схемі є витратомірними пристроями (дозаторами), що пропускають через себе за один оборот валу рідину в об'ємі, рівному робочому об'єму гідромотора (без урахування витоків рідини в гідромоторі).

При рівних робочих обсягах гідромоторів розподіл витрат рідини, що надходить від насоса, між гідродвигунами буде поділено на дві рівні частини.

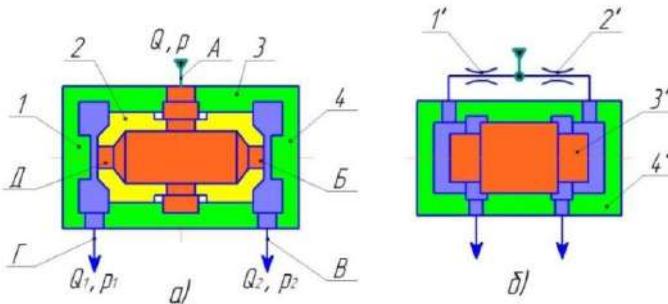


Рисунок 3.42 – Схеми дільників потоку:

1, 4 – упори; 2 – поршень; 3 – корпус; 1', 2' – дроселі; 3' – золотник; 4' – корпус

На рисунку 3.42 наведені схеми дросельних дільників потоку. Дільник потоку (рис. 3.42 а) складається з плаваючого поршня 2, здатного переміщатися в осьовому напрямку відносно

корпусу 3 і двох упорів 1 і 4. У деннях поршня 2 виконані дроселі Б і Д.

Витрата рідини  $Q$ , що підводиться по гідролінії А, ділиться на дві рівних витрати  $Q_1$  і  $Q_2$ , в гідролінії Г і В. Якщо витрата рідини, наприклад, в гідролінії Г перевищить з якої-небудь причини витрату в гідролінії В, виникає різниця в опорах дроселів: втрата тиску на дроселі Д перевищить втрату тиску на дроселі Б.

В результаті чого тиск  $p_2$  перевищить тиск  $p_1$ . Під дією неврівноваженої сили, зумовленої утворенням перепадом тисків  $\Delta p = p_2 - p_1$ , плаваючий поршень 2 переміститься в положення, в якому рівність  $p_2 = p_1$  відновиться, завдяки чому забезпечиться рівність  $Q_2 = Q_1 = Q/2$ .

Для поділу потоку на два нерівних потоки необхідно діаметри відповідних дроселів виконати у відношенні, яке вимагається від співвідношення поділюваних потоків.

У тих випадках, коли до поділюваних потоків пред'являються високі вимоги по точності співвідношення, застосовують дільники потоку, схема одного з яких приведена на рисунку 3.42 б.

Він складається з двощілого золотникового розподільника 3' і двох постійних дроселів 1' і 2', які монтуються зазвичай в корпусі 4'. При зміні одного з поділюваних потоків у торцевій порожнині золотникового розподільника 3' змінюється і тиск в цій порожнині. Золотник 3' при цьому переміщується в сторону торця з меншим тиском, вирівнюючи ці тиски і витрати рідини з високою точністю, похибка становить 2...3%.

Для отримання постійного співвідношення двох нерівних потоків необхідно встановити постійні дроселі 1' і 2' з різним гідравлічним опором в потрібній пропорції.

## 4 МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ

### 4.1 Загальні відомості

В даний час в багатьох галузях промисловості широко впроваджуються мехатронні системи. Робота таких систем заснована на інтелектуальному управлінні, що сприяє поліпшенню функціональних характеристик продукції, збільшенню продуктивності, надійності, а також зниження експлуатаційних витрат.

Одним із сучасних системних підходів до процесу проектування технічних об'єктів різної складності є багатодисциплінарне моделювання з урахуванням роботи систем управління. Прикладами таких CAE-пакетів для моделювання фізико-технічних об'єктів і систем є LMS Imagine.Lab AMESim, Automation Studio, Modelica, MapleSim, SimulationX і MATLAB Simulink.

Даний розділ знайомить з основами роботи в програмному пакеті LMS Imagine. Lab AMESim – це комплексна платформа 1D багатодисциплінарного системного моделювання мехатронних систем. Платформа дозволяє оцінити функціональні вимоги на початковій стадії проектування виробу або системи і закінчуючи стадією доведення. Можливість об'єднання в рамках однієї моделі елементів систем різної фізичної природи, або іншими словами, комплексний підхід, значно спрощує і прискорює процес моделювання. Користувачеві необхідно лише задати зв'язок між досліджуваними елементами системи. Набір великої кількості спеціалізованих бібліотек компонентів дозволяє скоротити витрати часу і зусиль при розробці нового виробу. Ще до початку проведення випробувань прототипу визначаються найбільш оптимальні параметри.

Останнім часом все більше вітчизняних авіаційних, ракетно-космічних і автомобільних підприємств впроваджують платформу LMS Imagine.Lab AMESim як стандартну середу моделювання систем: КАМАЗ, АвтоВАЗ, AIRBUS, BOEING, Honeywell, NASA, Rolls-Royce і багато інших. Серед виконаних проєктів можна виділити рішення задач термобалансу обладнання та системи кондиціонування повітря, створення

повної мультифізичної моделі систем автомобіля і аналіз їх взаємодії, аналіз динаміки руху автомобіля, моделювання стійок шасі, гідро- і електромеханічних приводів і паливних систем, швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля, створення моделі електричного автомобіля.

Програма AMESim є частиною платформи 1D багатодисциплінарного моделювання та аналізу мехатронних систем LMS Imagine.Lab AMESim. Акронім AMESim розшифровується як «Advanced Modeling Environment for performing Simulations of engineering systems», або «Удосконалене середовище для моделювання інженерних систем». Програма заснована на інтуїтивно-зрозумілому графічному інтерфейсі, в якому система відображається на всіх етапах моделювання (рис. 4.1).

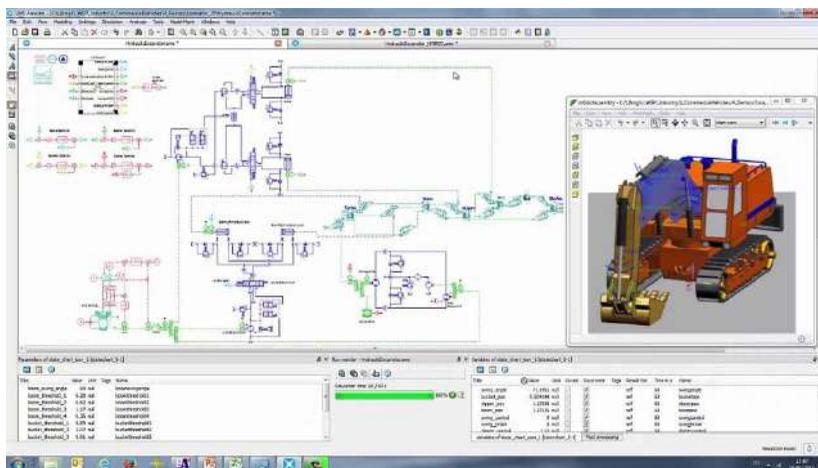


Рисунок 4.1

Програма AMESim пропонує широкий спектр функцій, які роблять її повноцінним інструментом моделювання. Основними особливостями програми є:

- спільне моделювання багатодисциплінарних систем;
- графічний інтерфейс користувача;
- широкий спектр бібліотек компонентів;

- моделювання лінійних і нелінійних систем;
- аналіз стаціонарних і перехідних процесів;
- аналіз в тимчасовій і частотній областях;
- інтерактивна довідка (Help);
- готові рішення для автомобільної, авіаційної, дорожньо-будівельної техніки, гідравлічних і електричних систем;
- створення суперкомпонентів;
- обробка змінних;
- редактор таблиць;
- графіки, анімація, приладова панель.
- інтеграція з CAE програмами. Архітектура AMESim.

Архітектура програми AMESim показана на рисунку 4.2. Вихідними даними при створенні моделі є бібліотеки програми, призначені для користувача бібліотеки, а також будь-які вхідні дані, наприклад, з інших програм.

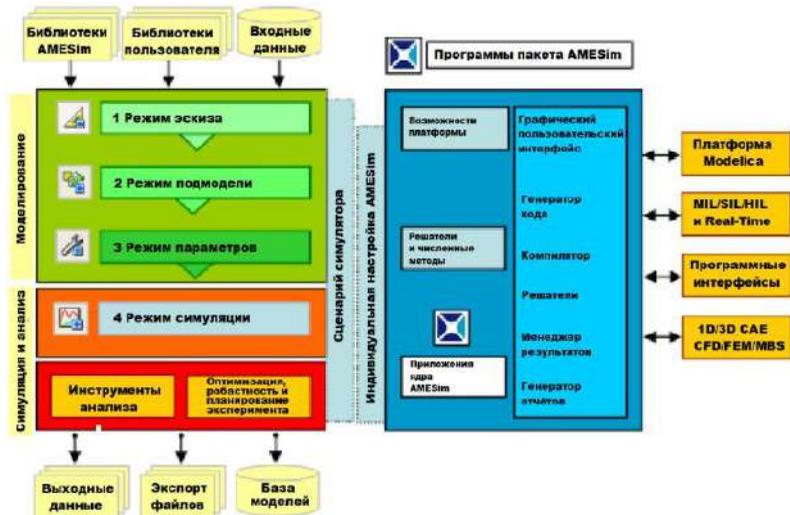


Рисунок 4.2 – Архітектура програми AMESim

Основними частинами структури програми є Моделювання (Modelling) і Симуляція-Аналіз (Simulation-Analysis). Стадія моделювання має на увазі три етапи:

- побудова ескізу моделі;

– призначення підмоделей компонентів (математичний опис процесів);

– призначення або введення параметрів компонентів.

На стадія симуляції та аналізу відбувається розрахунок моделі, аналіз отриманих результатів та їх оптимізація.

Після виконання попередніх дій отримують вихідні дані, які можна представити у вигляді файлу, створити базу даних моделей, сформувані графічні або табличні залежності.

### *Використання AMESim*

Для графічного представлення елементів системи в AMESim використовуються символи, які:

– засновані на символах з інженерних стандартів, наприклад, ДСТУ, (ISO) для гідравлічних компонентів або блоків систем управління;

– дають інтуїтивно зрозуміле уявлення про елемент або систему.

На рисунку 4.3 показана інженерна система, яка складена з стандартних гідравлічних і механічних символів, а також блоків управління.

Використовуючи AMESim, створюють ескізи інженерних систем, додаючи символи, або «іконки», на робочу область. Коли ескіз завершений, процес симуляції проходить в наступній послідовності:

– вибір математичного опису компонентів;

– установка параметрів компонентів;

– запуск симуляції;

– аналізу результатів.

При проходженні цих дій, ескіз системи весь час відображається на екрані. Працюючи в AMESim можна користуватися рівняннями або стандартної бібліотекою.

Набір рівнянь в AMESim визначає динамічну поведінку системи. Модель будується з рівнянь для кожного компонента в системі. Вони називаються підмоделями (Submodels). AMESim містить велику кількість ікон і підмоделей компонентів.

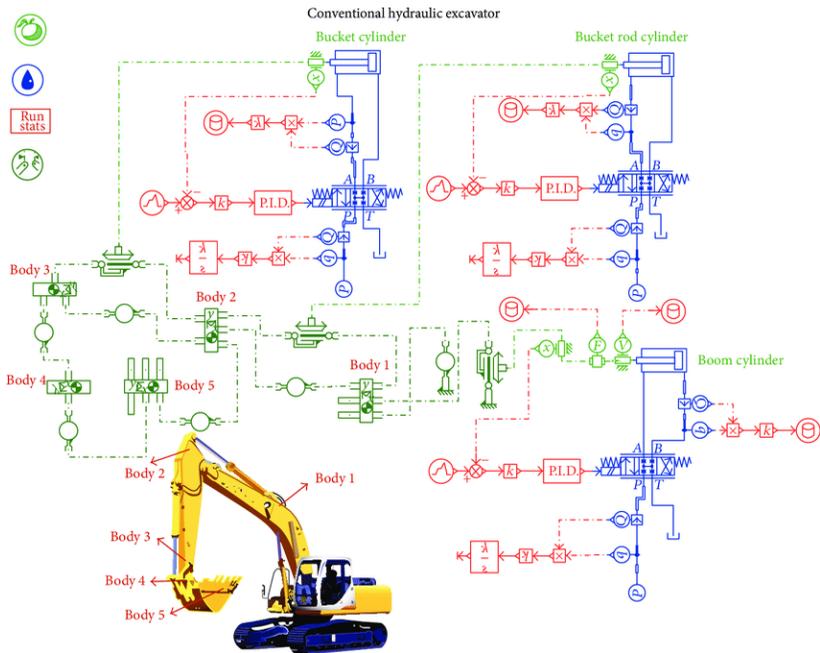


Рисунок 4.3 – Приклади символів, що використовуються програмним комплексом AMESim

### Стандартні бібліотеки

До стандартних бібліотек відносяться:

- Simulation (Симуляція);
- Signal, Control (Сигнали, Управління);
- Mechanical (Механіка).

За допомогою стандартних бібліотек реалізуються управління, механіка, що дозволяє проводити моделювання багатьох інженерних систем. Для моделювання гідравлічних систем служать:

- Hydraulic (Гідравліка);
- Hydraulic Component Design (Створення гідравлічних компонентів);
- Hydraulic Resistance (Гідравлічний опір);
- Pneumatic (Пневматика);
- Thermal-hydraulic (Термогідравліка);

Інтерактивна довідка (Help) містить величезний набір документації в форматах HTML і PDF, серед якої:

- Керівництво користувача;
- Керівництво по вправам;
- Керівництва інструментів аналізу результатів;
- Опис бібліотек, компонентів і їх під моделей;
- Демонстраційні приклади використання програми, інструментів аналізу результатів, бібліотек, рішень;
- Короткі відеоролики;
- FAQ.

Для доступу до електронної документації необхідно пройти в Help, натиснути Online, або клавішу F1 на клавіатурі. Таким чином, відобразиться HTML переглядач (рис. 4.4).

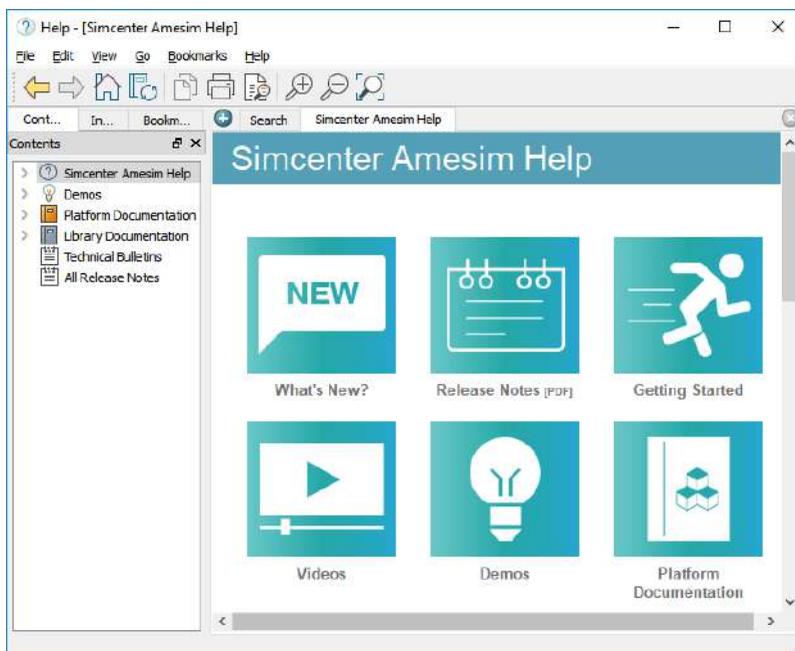


Рисунок 4.4 – Вікно довідки (Help)

У змісті (Contents tab) вибирають документацію, використовуючи покажчик (Index) або можливості пошуку (Search). Повний опис довідки та її застосування представлено в розділі AMEHelp, який доступний в Contents tab (рис. 4.5).

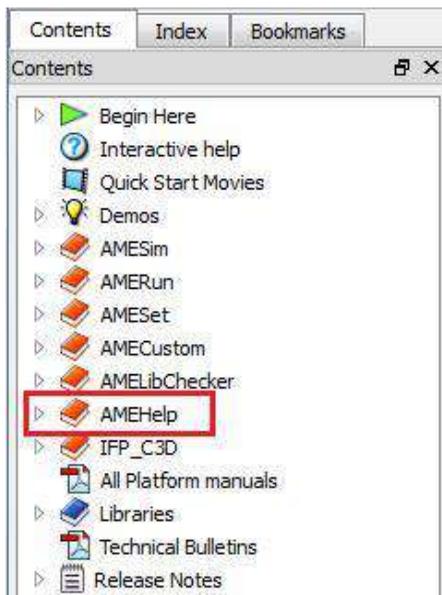


Рисунок 4.5 – Розміщення AME HELP

## 4.2 Робочий простір AMESIM

Меню AMESim відображає процес моделювання системи – побудова і опис моделі, установку різних параметрів, запуск симуляції і застосування інструментів аналізу результатів.

В цьому розділі будуть описані графічний інтерфейс користувача і використання меню.

Запуск AMESim в операційній системі Windows здійснюється наступними способами:

- Пуск → Усі програми → LMS Imagine. Lab AMESim → AMESim.

- Подвійним натискання лівої кнопки миші по ярлику LMS Imagine.Lab AMESim на робочому столі.

- Введенням AMESim в командному вікні MS DOS.

### *Інтерфейс користувача*

Інтерфейс користувача – це основна робоча область. Залежно від поточного режиму роботи є доступ до конкретних інструментів:

- Головне вікно;
- Рядок меню;
- Панелі інструментів;
- Меню правої кнопки миші;
- Бібліотеки;
- Організація робочого простору.

В рамках цієї допомоги будуть розглянуті функції і інструменти, які стосуються тільки до програми AMESim.

#### **4.2.1 Головне вікно**

Запустивши AMESim, з'являється головне вікно програми (рис. 4.6).

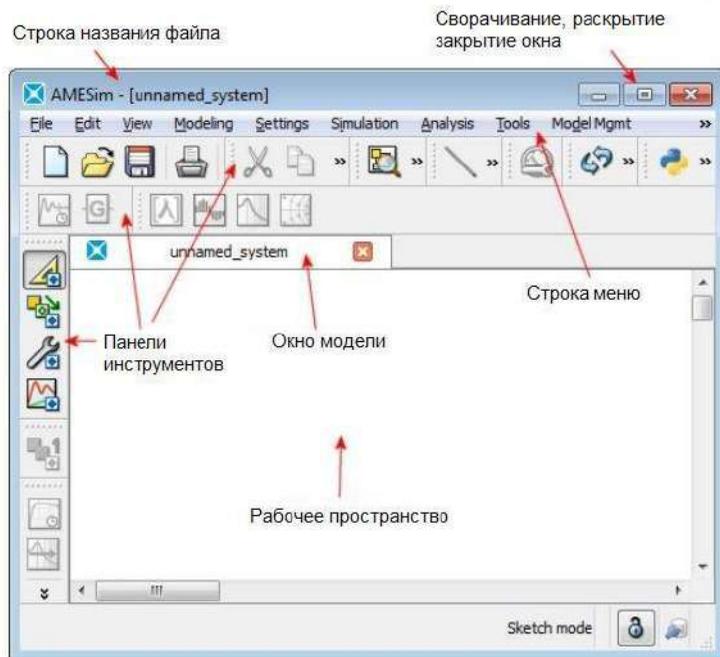


Рисунок 4.6 – Головне вікно програми  
*Створення нової системи*

Відкриття існуючої системи. При відкритті існуючої системи, з'являється вікно, через яке можна вказати шлях до файлу (рис. 4.7).

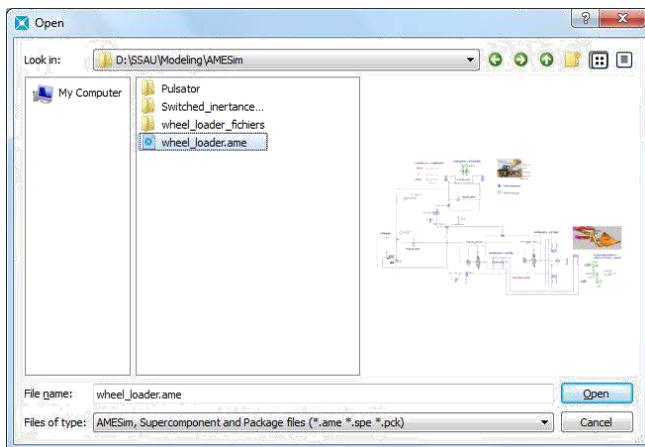


Рисунок 4.7– Вікно завантаження

Після вибору файлу необхідно натиснути Open або клікнути на нього два рази. Можна перетягнути папку зі списку в ліву частину вікна – обрані папки (рис. 4.8), що забезпечить швидкий доступ до неї в майбутньому.

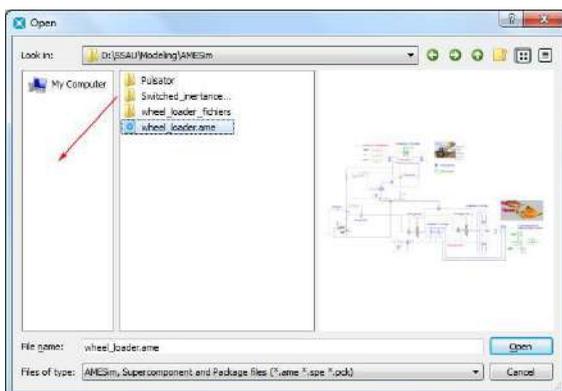


Рисунок 4.8 – Створення обраної папки

Видалення папки з обраних здійснюється правою кнопкою мишки (рис. 4.9).

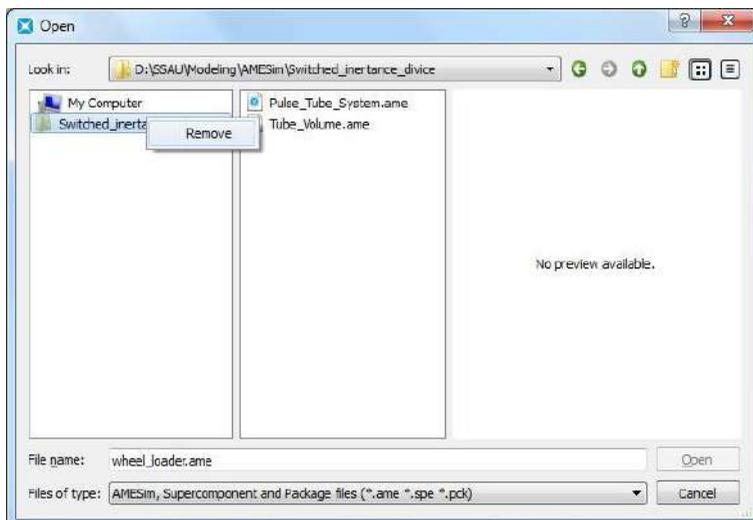


Рисунок 4.9 – Вилучення папки з обраних

При закритті основного вікна відбувається автоматичний вихід з AMESim. Це можна зробити наступним чином:

- натиснути на кнопку Закрити;
- поєднанням клавіш Ctrl + Q;
- вибрати File → Quit в рядку меню.

#### 4.2.2 Рядок меню

Рядок меню надає доступ до основних можливостей AMESim (рис. 4.10).

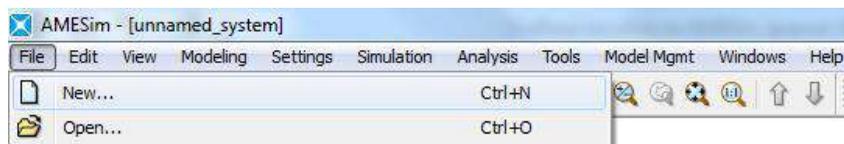


Рисунок 4.10 – Рядок меню

Опис меню File (Файл) представлено в таблиці 4.1.  
Таблиця 4.1 – Меню File

New	Створити нову систему
Open	Відкрити існуючу систему
Close	Закрити систему
Save	Зберегти систему
Save as	Зберегти систему з новим ім'ям. Зберегти в іншу директорію
Purge	Очистити систему
Pack	Запакувати систему
Force model recompilation	Примусова перекомпіляція моделі при перемиканні з режиму Parameter або Simulation
Reload saved version	Відмовитися від будь-яких змін і повернутися до останньої збереженої версії
Write auxiliary files	Створити оновлені файли, використовувані у взаємодії з додатками сторонніх розробників
Generate files for Real -Time	Згенерувати код в режимі реального часу
Generate AMESim-Simulink	Запустити інтерфейс AMESim-Simulink Black-box
Create HTML Report	Створити HTML звіт
Display HTML Report	Показати HTML звіт
Print	Показати діалогове вікно друку. Встановити параметри друку системи
Print selection	Друк тільки обраних об'єктів системи
Print display	Друк тільки видимої частини системи
Last opened files list	Переглянути список останніх відкритих файлів
Quit	Закрити головне вікно AMESim

Опис меню Edit (Редагування) представлено в таблиці 4.2.  
Таблиця 4.2 – Меню Edit

Undo/Redo	Відмінити останню дію/відновити дію
Cut, Copy, Paste, Delete	Вирізати, Копіювати, Вставити, Видалити
Paste from clipboard	Вставити з буфера обміну
Insert Text	Вставити текст на ескізі
Create supercomponent	Створити суперкомпонент з виділених компонентів
Find	Знайти підмоделі і суперкомпоненти в поточному режимі
Rotate	Обертання за годинниковою стрілкою
Mirror	Відобразити справа наліво
Select all	Виділити всю систему одним кліком
Select all	Виділити всю систему одним кліком
Delete loose lines	Видалити все незв'язані лінії на ескізі
External variables	Показати зовнішні змінні обраної підмоделі або суперкомпонента
Copy to shadow	Копіювати в тінь
Copy from shadow	Копіювати з тіні

Опис меню View (Перегляд) представлено в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Меню View

Zoom	Збільшити (або зменшити) ескіз
Bird's eye view	Показати в головному вікні частину системи, яку необхідно переглянути (корисно для великих систем)
Go up, Go Down	Переміщатися по суперкомпоненту
Labels	Показати або приховати всі ярлики компонентів і ліній
Toolbars	Показати панелі інструментів
Show/Hide → Library Tree	Показати або приховати дерево бібліотеки
Show/Hide → Library items	Показати або приховати елементи бібліотеки
Show/Hide → External	Переглянути вікно зовнішніх змінних variables
Show/Hide → Log Window	Показати вікно журналу
Show/Hide → Model Explorer	Показати оглядач моделей
Show/Hide → Properties	Показати панель властивостей
Show/Hide → Model History	Показати панель історії моделі
Show/Hide → Parameters and Variables	Показати або приховати панелі параметрів або змінних
Show/Hide → Experiment	Показати панель перегляду експерименту
Show/Hide → Watch parameters and variables	Показати спеціальні параметри і переміщення в режимах Parameter або Simulation
Show/Hide → Cross result	Показати панель перехресного результату
Show/Hide → Post processing	Показати панель подальшої обробки

Опис меню Modeling (Моделювання) представлено в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Меню Modeling

Category path list	Відкрити і змінити список шляху категорій
Update categories	Оновити шлях категорій після зміни списку шляхів
Category settings	Налаштування категорії {{1}} Insert Вставити текстові зображення, лінії і фігури в ескіз
Interface block	Вставити інтерфейсний блок в ескіз
Import linear model	Імпортувати лінійну модель в ескіз
Modelica import assistant	Відкрити помічник перенесення налаштувань Modelica
Create state machine	Створити користувальницький інтерфейс State Machine
Check submodels	Підтвердження оновлення підмоделей у відкритій системі
Premier submodel	Використовувати функцію головної підмоделі
Alias List	Показати список умовних назв підмоделей. Якщо їх немає, опція відключена
Comment list	Показати і редагувати коментарі, які були додані до компонентів і лініях
Port tag list	Відобразити список тегів портів
Available user submodels	Показати доступні підмоделі користувача
Available customized	Показати доступні індивідуальні підмоделі
Available supercomponents	Показати доступні суперкомпоненти

Опис меню Settings (Налаштування) представлено в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 – Меню Settings

Global parameters	Створити параметр, який буде призначений в кількох підмоделях, що вимагають однакове значення
Batch parameters	Налаштувати параметри для серійного запуску
Common parameters	Призначити однакові параметри для обраних компонентів
Set final values	Замінити початкові значення змінних стану з кінцевими значеннями в останньому файлі результатів
Load system parameter set	Завантажити набір параметрів, збережених в файлі
Save system parameter set	Зберегти набір параметрів, який буде потрібно використовувати ще раз
Export setup	Створити діалогове вікно для відображення і редагування параметрів експорту
Save no variables	Видалити збереження наступного стану для обраної підсистеми
Save all variables	Встановити збереження наступного стану для обраної підсистеми
Locked states status	Показати поточний заблокований статус всіх змінних стану
Unlock all states	Дозволити всім змінним стану в обраної підсистемі розвиватися в стабілізуючому запуску. За замовчуванням, усі змінні стану розблоковані
Lock all states	Блокувати змінні стану обраної підсистеми так, щоб вони знаходилися в фіксованому значенні під час стабілізуючого запуску
No states observer	Змінити статус лінійного аналізу змінних стану обраної підсистеми так, щоб будь-які стани спостерігача змінювалися на вільний стан

Опис меню Simulation (Симуляція) представлено в таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 – Меню Simulation

Temporal analysis	Вибрати режим тимчасового аналізу
Linear analysis	Вибрати режим лінійного аналізу
Run parameters	Відкрити діалогове вікно параметрів запуску
Linearization parameters	Вибір параметрів лінійного аналізу
Start/Stop	Запуск або зупинка симуляції
Parallel processing setup	Встановити симуляцію/параметри подальшої обробки

Опис меню Analysis (Аналіз) представлено в таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 – Меню Analysis

Update	Оновити відкриті графіки
Update after simulation	Автоматично оновити відкриті графіки після симуляції
New plot	Відкрити вікно графіка
Plot circuit settings	Встановити модуль настройки графіка
New animation	Створити нову анімацію
New dashboard	Створити нову інструментальну панель
New app	Створити новий додаток
New script	Створити новий сценарій
Replay	Використовувати засіб відтворення
Hide/Show all replay	Приховати і показати символи відтворення symbols
Performance Analyzer	Відкрити аналізатор продуктивності
Power, energy, activity	Відчиніть двері потужності, енергії і роботи
Design exploration	Відкрити засіб дослідження проекту
Linearization	Виконати лінійний аналіз

Опис меню Tools (Інструменти) представлено в таблиці 4.8.

Таблиця 4.8 – Меню Tools

Python Command	Запустити інтерпретатор команд Python Interpreter
Scripting	Створити вихідний файл Python або C
Compare systems	Порівняти компоненти двох систем
Expression Editor	Відкрити редактор формул
Table editor	Відкрити редактор таблиць
Icon designer	Відкрити розробник іконок IFP C3D. Запустити аналіз з програмним забезпеченням C3D
IFP Combustion Fitting	Створити 3D довідкові таблиці, які використовуються в перехідному процесі моделі IFP-двигуна
Start Companion Software	Запустити програму, пов'язану з блоком інтерфейсу
Start AMECustom	Запустити інші компоненти платформи AMESet/AMELibChecker AMESim/Matlab/Modelica Editor
Options	Встановити налаштування програми
License Viewer	Запустити засіб перегляду ліцензії

Опис меню Model mgmt (Управління моделлю) представлено в таблиці 4.9.

Таблиця 4.9 – Меню Model mgmt

Get Model from SysDM	Отримати модель від інтегрованого клієнта SysDM
Publish Model in SysDM	Опублікувати модель AMESim в інтегрованому клієнту SysDM
Delete the local SysDM	Видалити локальну копію моделі, керованої collection інтегрованим клієнтом SysDM {{1}}

Опис меню Windows (Вікна) представлено в таблиці 4.10.

Таблиця 4.10 – Меню Windows

Cascade	Каскадне уявлення всіх відкритих систем
Tile	Плиткове уявлення всіх відкритих систем
Plots	Показати або приховати побудовані графіки
Close all	Закрити всі відкриті системи

Опис меню Help (Довідка) представлено в таблиці 4.11.

Таблиця 4.11 – Меню Help

Online	Відкрити інтерактивну довідку
FAQs	Відкрити FAQ
Support	Відкрити веб-сторінку підтримки
AMESim demo Help	Відкрити демонстраційну документацію AMESim
Get AMESim demo	Відкрити демонстраційні системи AMESim
About	Відкрити діалогове вікно про програму

## ЛІТЕРАТУРА

1. ДСТУ 17216:2004. Чистота промислова. Класи чистоти рідин. [Чинний від 2005-01-01]. Вид. оф. Київ : Держспоживстандарт України, 2004. 5 с.
2. ГОСТ 33-2003 (ИСО 3104-94). Межгосударственный стандарт. Нефтепродукты. Прозрачные и непрозрачные жидкости. Определение кинематической вязкости и расчет динамической вязкости. [Введено з 2003-07-01]. Изд. оф. Москва : ФГУП «Стандартинформ», 2003. 23 с.
3. ГОСТ 6356-75. Нефтепродукты. Метод определения температуры вспышки в закрытом тигле. [Введено з 1977-01-01]. Изд. оф. Москва : ФГУП «Стандартинформ», 1977. 12 с.
4. ГОСТ 4333:2018 (ГОСТ 4333–2014, IDT; ISO 2592:2000, MOD). Межгосударственный стандарт. Нефтепродукты. Методы определения температур вспышки и воспламенения в открытом тигле. [Введено з 2018-10-01]. Изд. оф. Москва : ФГУП «Стандартинформ», 2019. 21 с.
5. ГОСТ 5985-79 (СТ СЭВ 3963-83). Межгосударственный стандарт. Нефтепродукты. Методы определения кислотности и кислотного числа. [Введено з 1980-01-01]. Изд. оф. Москва : ФГУП «Стандартинформ», 2009. 7 с.
6. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривод : підручник. Київ : Центр навчальної літератури. 2006. 616 с.
7. Никитин О. Ф., Холин К. М. Объемные гидравлические и пневматические приводы. М. : Машиностроение, 2001. 270 с.
8. Брон Л. С., Тартаковский Ж. Э. Гидравлический привод. М. : Машиностроение, 1974. 328 с.
9. Башта Т. М., Руднев С. С., Некрасов Б. Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для втузов. 2-е изд., перераб. М. : Машиностроение, 1982. 423 с.
10. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривод : підручник. Київ : ІНКООС, Центр навчальної літератури, 2006. 616 с.
11. Шмитт А. Учебный курс гидравлики. Марктхайденфельд : Вилли Шлойнунг. Графическое предприятие ГмбХ и КО, 2010.
12. Рогалевич Ю. П. Гідравліка. К. : Вища школа, 1993. 255 с.

13. Драганов Б. Х. Основи теплотехніки і гідравліки. Київ : Аграрна освіта, 2011. 494 с.
14. Кашенко О. О. Гідравліка і газова динаміка. Харків : ХНУПС, 2020. 308 с.
15. Альтшуль А. Д. Гидравлика и аэродинамика / А. Д. Альтшуль, Л. С. Животовский, Л. П. Иванов. М. : Стройиздат, 1987. 372 с.
16. Киселев П. Г. Гидравлика. М. : Энергия. 1980. 387 с.
17. Константинов Н. М. Гидравлика, гидрология, гидрометрия / Н. М. Константинов, Н. А. Петров, Л. И. Высоцкий. М. : Высшая школа. 1987. 411 с.
18. Гідравліка, сільськогосподарське водопостачання та гідропневмопривод / В. А. Дідур, О. Д. Савченко, С. І. Пастушенко, С. І. Мовчан. Запоріжжя : Прем'єр, 2005. 464 с.
19. Лаптев Н. Н. Гидравлика. М. : Академия, 2010. 235 с.
20. Ухин Б. В., А. А. Гусев. Гидравлика. М. : Инфра-М. 2008. 312 с.
21. Чугаев Р. Р. Гидравлика. Л. : Энергониздат. 1982. 255 с.
22. Штеренлихт Д. В. Гидравлика. М. : Колосс. 2004. 373 с.
23. Антоненко Є. І. Гідравліка та гідравлічні машини. К. : Вища школа. 1982. 191 с.
24. Корець М. С. Машинознавство : Основи гідравліки та теплотехніки. Гідравлічні машини та теплові двигуни. К. : Знання, 2001. 448 с.
25. Черняк О. В., Рибчинський Г. Б. Основи теплотехніки і гідравліки. К. : Вища школа, 1982. 223 с.
26. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі / В. А. Дідур, О. Д. Савченко, Д. П. Журавель, С. І. Мовчан. К. : Аграрна освіта, 2008. 577 с.
27. Исаев А. П. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов / А. П. Исаев, Б. И. Сергеев, В. А. Дидур. М. : Агропромиздат, 1990. 400 с.











*Навчальне видання*

**АРТЮХ Олександр Миколайович**  
**ДУДАРЕНКО Ольга Василівна**  
**КУЗЬМІН Віктор Володимирович**  
**СОСИК Андрій Юрійович**  
**ЩЕРБИНА Андрій Васильович**

## **ГІДРАВЛІКА МАШИНОТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ**

*Навчальний посібник*

Технічні редактори: Білостоцька А. О., Желізний О. І.,  
Пругло А. М., Решетняк О. В.  
Комп'ютерний набір: Білостоцька А. О., Желізний О. І.,  
Пругло А. М., Решетняк О. В.  
Комп'ютерна верстка: Білостоцька А. О., Желізний О. І.,  
Пругло А. М., Решетняк О. В.

Підписано до друку 30.12.2021. Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 9,3.  
Тираж 100 прим. Зам. № 1034.

Національний університет «Запорізька політехніка»  
Україна, 69063, м. Запоріжжя, вул. Жуковського, 64  
Тел.: (061) 769–82–96, 220–12–14

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6952 від 22.10.2019.