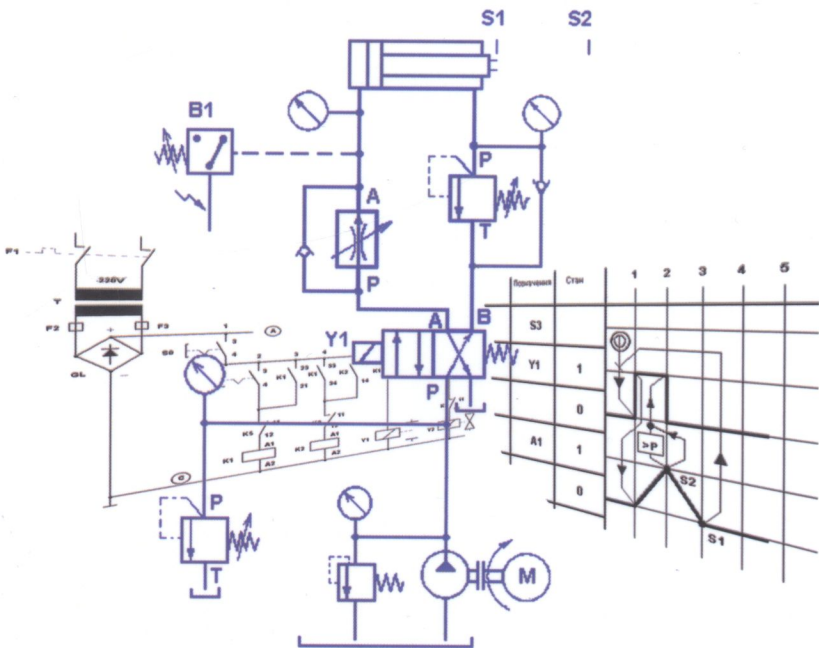


621.22/075)

Г46

Пелевін Л. Є., Міщук Д. О., Рашківський В.П.,
Горбатюк Є.В., Аржаєв Г.О., Красніков В.Ф.

ГІДРАВЛІКА, ГІДРОМАШИНИ ТА ГІДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА



621.22(075)
Г46

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Київський національний університет будівництва і архітектури

Пелевін Л. Є., Міщук Д. О., Рашківський В.П.,
Горбатюк Є.В., Аржаєв Г.О., Красніков В.Ф.

ГІДРАВЛІКА, ГІДРОМАШИНИ ТА ГІДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА

Підручник для студентів вищих технічних
навчальних закладів, які навчаються за напрямками підготовки
«Інженерна механіка», «Педагогічна освіта», «Автоматизація та
комп'ютерно-інтегровані технології», «Прикладна механіка» та
«Електромеханіка»

НТБ ВНТУ



468054

621.22(075) Г46 2015

Гідравліка. гідромашини та гідропневмоавт.

Київ 2015

+ 62-82

УДК 621.221

ББК 34.41я7

П24

Рецензенти:

В.С. Ловейкін, д-р техн. наук, професор (Національний університет біоресурсів і природокористування України);

О.М. Лівінський, д-р техн. наук, професор (Українська академія наук, відділення архітектури і будівельних наук);

І.І. Назаренко, д-р техн. наук, професор (Київський національний університет будівництва і архітектури).

Рекомендовано вченою радою КНУБА протокол № 34 від 29.05.15 р.

Пелевін Л. Є.

П24

Гідравліка, гідромашини та гідропневмоавтоматика: Підручник для студентів вищих технічних навчальних закладів, які навчаються за напрямками підготовки "Інженерна механіка", "Педагогічна освіта", "Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології", "Прикладна механіка" та "Електромеханіка" / Л. Є. Пелевін, Д. О. Міщук, В.П. Рашківський, Є.В. Горбатюк, Г.О. Аржаєв, В.Ф. Красніков; КНУБА, МОНУ. - Київ. : 2015. - 340 с. : іл.

ISBN 978-966-2374-21-6

Викладені теоретичні та прикладні питання рівноваги та руху рідини, основи силової взаємодії між рідиною та твердим тілом, а також методи розрахунків трубопроводів; наведені теоретичні положення про гідро- та пневмоприводи, конструкції та принцип дії їх елементів; сумісна робота двигунів з гідропередачами, а також основи проектування гідро- та пневмоприводів будівельних машин. Наведені розрахункові залежності і обґрунтування, що необхідні для визначення параметрів гідравлічної системи та її елементів, а також велика кількість принципових гідравлічних схем будівельних машин, що працюють у ручному та автоматичному режимах.

468054

УДК 621.221

ББК 34.41я7

**НТБ ВНТУ
м. Вінниця**

ХИЖОСЛОВИ

© Л. Є. Пелевін, Д. О. Міщук, В.П. Рашківський, Є.В. Горбатюк, Г.О.

Аржаєв, В.Ф. Красніков, 2015

© КНУБА, 2015

ISBN 978-966-2374-21-6

ЗМІСТ

Вступ.....	7
Розділ 1. загальні відомості про гідро- та пневмоприводи	
1.1. Визначення гідроприводу	8
1.2. Переваги та галузь застосування гідроприводу	9
1.3. Пневматичні системи	11
1.4. Особливості застосування пневмоприводу	12
Розділ 2. Основи гідравліки	
2.1. Робочі рідини та їхні фізичні властивості	14
2.2. Основи гідростатики	18
2.3. Прилади для вимірювання тиску.....	20
2.4. Основні поняття про рух рідини.	22
2.4.1. Рівняння Бернуллі	24
2.4.2. Режими руху рідини	26
2.5. Гідравлічні опори.....	26
2.6. Гідравлічний розрахунок трубопроводів.....	29
2.6.1. Розрахунок простих трубопроводів постійного перерізу	29
2.6.2. Розрахунок складних трубопроводів.....	30
2.6.3. Несталий рух рідини у трубопроводах.....	32
2.6.4. Гідравлічний таран.....	33
2.7. Витікання рідини через отвори, насадки та дроселі при сталому напорі	34
2.8. Витікання рідини через отвори та насадки при змінному напорі.....	35
2.9. Основи теорії подібності та моделювання	36
Розділ 3. Гідравлічні машини	
3.1. Основні визначення та класифікація гідравлічних машин.....	40
3.2. Технічні показники та характеристики гідромашин.....	40
3.3. Гідравлічні насоси.....	44
3.3.1. Відцентрові насоси.....	47
3.3.2. Робота відцентрового насоса на трубопроводі	54
3.3.3. Осьові насоси.....	56
3.3.4. Вихрові насоси	56
3.3.5. Поршневі насоси	57
3.3.6. Шестеренні (трибкові) насоси	64
3.3.7. Гвинтові насоси	67
3.3.8. Пластинчасті насоси	68
3.3.9. Радіальні роторно-поршневі насоси	73
3.3.10. Аксиальні роторно-поршневі насоси	75
3.3.11. Поршневі ексцентрикові насоси.....	78
3.4. Гідродвигуни	80

3.4.1. Зубчасті (шестеренні) гідродвигуни.....	81
3.4.2. Пластинчасті гідродвигуни.....	82
3.4.3. Аксиально-поршневі гідродвигуни.....	83
3.4.4. Високомоментні гідродвигуни.....	84
3.4.5. Гідроциліндри.....	90
3.4.6. Поворотні гідродвигуни.....	99
3.5. Гідроперетворювачі.....	100
3.6. Гідродинамічні передачі.....	101
3.6.1. Гідравлічні муфти.....	102
3.6.2. Гідротрансформатори.....	106
3.6.3. Узгодження роботи двигуна з гідротрансформаторами.....	111
3.6.4. Тяговий розрахунок трансмісії з гідропередачею.....	114
Розділ 4. Гідравлічна апаратура	
4.1. Загальні відомості, класифікація гідроапаратури.....	116
4.2. Гідравлічні розподільники.....	117
4.2.1. Клапанні розподільники.....	122
4.2.2. Золотникові розподільники.....	125
4.2.3. Кранові розподільники.....	128
4.2.4. Плоскі розподільники.....	129
4.2.5. Рекомендації з вибору розміру гідророзподільника.....	130
4.3. Гідроклапани тиску.....	131
4.4. Дросельовальні регулювальні апарати.....	138
4.5. Клапани співвідношень витрат.....	140
4.6. Спрямівні гідроклапани.....	142
4.7. Зворотні клапани та гідрозамки.....	143
4.8. Кондиціонери робочої рідини.....	145
4.8.1. Схеми установалення фільтрів у гідроприводі.....	150
4.9. Гідробак.....	151
4.10. Рідинні пружини.....	152
4.11. Гідроакумулятори.....	154
Розділ 5. Допоміжне обладнання гідросистем	
5.1. Гідропроводи.....	158
5.2. З'єднувальна арматура.....	159
5.3. Ущільнення.....	161
Розділ 6. Об'ємний гідропривод	
6.1. Основні поняття, визначення, класифікація.....	168
6.2. Об'ємне регулювання.....	171
6.3. Дросельне регулювання.....	173
6.4. Дискретне керування.....	176
6.5. Типові гідросистеми машин.....	178
6.5.1. Гідросистеми з ручним регулюванням.....	178
6.5.2. Гідросистеми з автономним регулюванням.....	180

6.5.3. Гідросистеми з послідовною і синхронною роботою гідродвигунів.....	183
6.6. Гідропривод будівельних машин.....	187
6.7. Розрахунок основних параметрів гідропередач будівельних машин...	192
6.8. Захист насосів і гідродвигунів від перевантаження.....	196
6.9. Автономні енергозберігаючі системи.....	198
6.10. Вимоги до конструкції гідроприводів.....	202
Розділ 7. Пневматичний привод	
7.1. Основи розрахунку пневмопривода.....	205
7.2. Енергозабезпечення пневмоприводів.....	208
7.3. Пневматичні двигуни.....	210
7.3.1. Пневмодвигуни з перенастроюваними датчиками.....	211
7.3.2. Пневмодвигуни зі стаціонарними датчиками.....	212
7.3.3. Шлангові пневмодвигуни.....	213
7.3.4. Розрахункові параметри пневмодвигунів.....	218
7.4. Апаратура пневмопривода.....	223
7.4.1. Умовні позначення елементів пневматичних систем.....	231
7.5. Експлуатація пневмоприводів.....	237
7.6. Техніка безпеки при експлуатації гідро- та пневмоприводів.....	239
Розділ 8. Гідропневматичні механотронні системи	
8.1. Принципи побудови автоматизованих систем керування гідропневмоприводу.....	242
8.1.1. Класифікація та структура системи керування.....	245
8.2. Методи проектування систем гідропневоавтоматики.....	246
8.2.1. Блок-схема керування.....	247
8.2.2. Побудова принципової схеми.....	248
8.2.3. Функціональні діаграми.....	250
8.2.4. Функціональна карта.....	253
8.3. Електричні компоненти в гідропневмосистемах.....	256
8.3.1. Блок живлення.....	257
8.3.2. Електричні елементи керування.....	257
8.3.3. Датчики.....	261
8.4. Логіка гідропневмосистем.....	277
8.4.1. Логічна функція «I».....	278
8.4.2. Логічна функція «АБО».....	279
8.4.3. Запам'ятовування сигналів.....	281
8.4.4. Паралельна робота декількох виконавчих пристроїв.....	287
8.5. Слідкуючий гідро- та пневмопривод.....	290
8.5.1. Принципові схеми слідкуючих гідроприводів механотронних систем.....	295
8.5.2. Слідкуючі пневмоприводи механотронних систем.....	300
8.5.3. Структура системи керування цифровими слідкуючими пневмоприводами для однокоординатного об'єкту регулювання.....	306

8.5.4. Структура системи керування цифровими слідкуючими пневмоприводами для багатокординатного об'єкту регулювання ...	308
8.6. Електрогідравлічні підсилювачі потужності.....	310
8.7. Електрогідравлічні силові агрегати.....	318
8.8. Дискретні системи	325
8.8.1. Типові схеми дискретного приводу	325
8.8.2. Типові схеми дискретного приводу мехатронних модулів з електромагнітним керуванням	328
Список літератури.....	334
Додатки.....	335

ВСТУП

Гідравлічний і пневматичний приводи одержали широке застосування на підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх і меліоративних машинах. Цьому сприяють переваги приводів такого типу, основними з яких є плавність і рівномірність руху робочих органів, можливість забезпечення великих передатних відношень, можливість безступеневого регулювання швидкостей у широкому діапазоні, простота перетворення обертального руху у зворотно-поступальний і зворотно-поворотний, малий момент інерції, що забезпечує швидке реверсування, легкість стандартизації та уніфікації основних елементів, невелика вага і малі габарити устаткування, високий ККД, практична миттєвість передачі командних імпульсів, простота запобіжних пристроїв і їхня високої надійності, легкість керування і регулювання, самозмощення устаткування.

Гідравлічний і пневматичний приводи застосовуються у багатьох машинах: екскаваторах, бульдозерах, автогрейдерях, скреперах, навантажувачах, автокранах, роботах, гірничих машинах для привода робочого обладнання, колісного або гусеничного рушія, виносних опор і рульового керування. В даний час біля 80% будівельних машин, що випускаються підприємствами України, оснащено гідро- і пневмоприводами.

Таке широке поширення машин із гідро- і пневмоприводами вимагає поліпшення підготовки бакалаврів і спеціалістів, які займаються питаннями проектування, виготовлення, експлуатації і ремонту будівельних машин.

Матеріал підручника систематизовано таким чином, щоб читачу було легше орієнтуватись при самостійному вивченні дисципліни, цьому ж сприяють контрольні питання та завдання.

Підручник написаний у відповідності до навчальних програм таких напрямів підготовки як «Інженерна механіка», «Педагогічна освіта», «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології», спеціальностей, що потребують знань, вмінь та навичок в області гідропнемоприводів та автоматизації подібних систем.

Підручник може бути корисним для інженерно-технічних працівників, співробітників науково-дослідних інститутів та конструкторських бюро, а також заводських відділів, що займаються проектуванням, дослідженням та експлуатацією гідропнемоприводів механотронних систем.

РОЗДІЛ 1 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВОДИ

1.1. ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРОПРИВОДУ

Гідравлічним приводом (гідроприводом) називається сукупність пристроїв (агрегатів), які використовуючи потенційну та кінетичну енергію рідини, надають рух механізмам і машинам та складається із приводного двигуна, гідропередачі, пристроїв керування, додаткових і допоміжних пристроїв. На рис. 1.1 наведена функціональна структурна схема гідропривода.

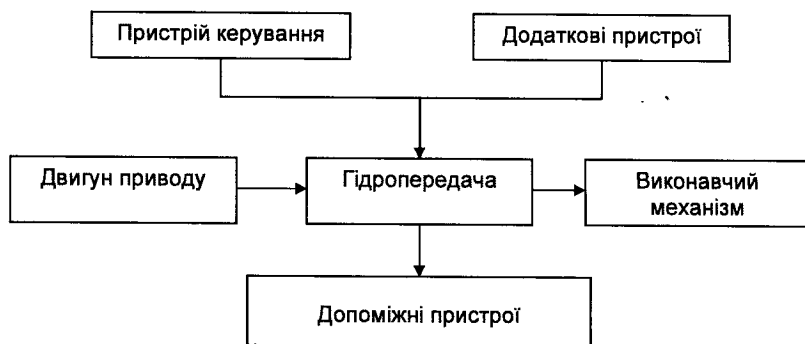


Рис. 1.1. Структурна схема гідроприводу

Привідний двигун є входною ланкою гідропривода і джерелом його механічної енергії. Тип приводного двигуна характеризує гідропривод: наприклад, електро-гідропривод, дизель-гідропривод і т.п.

Гідропередача є основою гідропривода і призначена для передачі механічної енергії від приводного двигуна до виконавчого механізму за допомогою рідини. Гідропередача складається з двох гідравлічних машин: насоса і гідродвигуна, з'єднаних між собою гідромагістраллю (гідропроводом) по якій проходить рідина в процесі роботи гідропривода, і виконує функції перетворювача енергії (рис. 1.2).

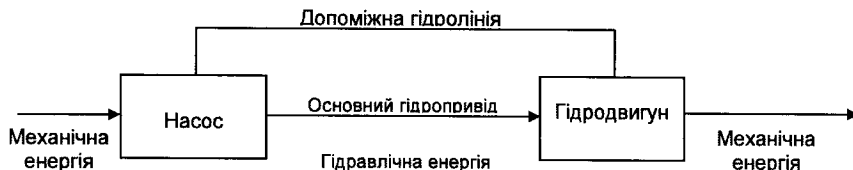


Рис. 1.2. Структурна схема гідропередачі

Насос служить для створення потоку рідини, тобто перетворення механічної енергії приводного двигуна в енергію гідравлічну, а гідродвигун - для перетворення енергії потоку рідини в енергію руху вихідної ланки гідропередачі (механічну енергію).

У залежності від виду механічної енергії розрізняють об'ємні і динамічні гідропередачі.

У об'ємній гідропередачі енергія від одної ланки до іншої передається за рахунок гідростатичного тиску при відносно малому значенні кінетичної енергії і геометричного напору, тому зв'язок між механічними ланками або з'єднаннями здійснюється за допомогою геометрично ізольованого об'єму робочої рідини, що і визначило назву гідропередачі. Кінематика таких передач практично не залежить від навантаження, тому її швидкісні і силові параметри можуть розглядатися окремо. Гідроприводи з об'ємною гідропередачею називаються об'ємними.

У гідродинамічній передачі енергія передається головним чином за рахунок кінетичної енергії рідини. У таких передачах кінематика істотно залежить від навантаження, тобто передача не має власної кінематики. Гідроприводи з гідродинамічною передачею називаються гідродинамічними.

Об'ємні і динамічні гідропередачі різноманітні за конструкціями і галузями застосування, тому вони розглядаються окремо.

Пристрої керування призначені для керування енергією потоку рідини, тобто режимом роботи і робочих параметрів гідроприводу. Вони з'єднуються з гідропередачею допоміжним гідропроводом, по якій проходить робоча рідина в процесі керування гідроприводом. До пристроїв керування відносяться розподільники, регулятори витрати і тиску, гідропідсилювачі тощо.

Додаткові пристрої призначені для забезпечення заданих характеристик гідроприводу. До цих пристроїв відносяться запобіжні клапани, акумулятори та ін. Допоміжні пристрої не торкаються суті енергетичних процесів і призначені для забезпечення його функціонування в заданих умовах. До них відносяться гідромагістралі, засоби очистки й охолодження рідини, елементи ущільнення, ємності для рідини, мастильні пристрої тощо.

1.2. ПЕРЕВАГИ ТА ГАЛУЗЬ ЗАСТОСУВАННЯ ГІДРОПРИВОДУ

Основними перевагами гідроприводів і гідропристроїв, що входять у їхній склад, є:

- висока надійність і довговічність;
- низька питома маса (відношення маси до номінальної потужності);
- висока енергоємність (відношення номінальної потужності до обсягу);
- малі габаритні розміри;
- мала інерційність рухливих частин гідромашин, наприклад, момент інерції рухомих частин нерегульованих аксіальнопоршневих гідромоторів у 5...6

разів менше моменту інерції рухомих частин електродвигунів тієї ж потужності (ця властивість забезпечує швидкий реверс);

- висока швидкодія і точність відпрацьовування сигналів керування, наприклад, частота реверса валів деяких аксіальнопоршневих гідромоторів досягає до 150 реверсів за хвилину;
- можливість плавного (безступеневого) керування у широкому діапазоні параметрами вихідних ланок гідродвигунів;
- стабільність швидкостей вихідних ланок при зміні навантаження завдяки великому модулю пружності робочої рідини і застосуванню регуляторів витрат;
- розмаїтість рухів вихідних ланок гідродвигунів;
- можливість простого компонування гідропристроїв на об'єкті (гідродвигуни звичайно встановлюються в робочих органах машин, у яких застосовують гідроприводи, а гідроапаратуру виносять на пульт керування);
- простота охорони гідроприводу від перевантажень шляхом обмеження тиску робочої рідини в гідросистемі.

До недоліків гідроприводів відносяться:

- залежність характеристик гідроприводу від в'язкості робочої рідини, яка змінюється при зміні температури;
- необхідність спеціального джерела гідравлічної енергії (насоса, гідроаккумулятора, витискувача і т.д.);
- необхідність забезпечення високого ступеня герметичності з'єднань гідропристроїв для запобігання витікання робочої рідини з гідросистеми приводу;
- необхідність забезпечення чистоти робочої рідини у зв'язку з малими зазорами у робочих елементах гідропристроїв;
- пожежонебезпечність гідроприводу при використанні горючої робочої рідини.

Основні переваги гідроприводів обумовили широке їхнє застосування:

- у металорізальних верстатах, автоматах і агрегатах - гідроприводи головного руху (наприклад, у протяжних, поперечно-стругальних і довбальних верстатах);
- гідроприводи подачі (наприклад, у шліфувальних верстатах);
- гідроприводи допоміжних пристроїв (наприклад, затискних);
- гідроприводи копіювальних стежних верстатів;
- гідроприводи верстатів із числовим програмним керуванням;
- у ковальсько-пресовому і ливарному устаткуванні - гідроприводи пресів, молотів, машин для лиття під тиском і т.д.;
- у буровому і нафтогазопромисловому устаткуванні - гідроприводи підйому і опускання вишок, лебідок механізмів з'єднання і роз'єднання; гідроприводи плавучих бурових установок;
- в авіаційній техніці - гідроприводи керування рулями, механізмами зміни геометрії крила, механізмом шасі тощо;

- у гірничих і прохідницьких машинах - гідроприводи механізмів подачі вугільних і прохідницьких комбайнів, стругів, механізованих кріплень (гідростійки і гідродомкрати);
- на судах - гідроприводи рулів, палубних лебідок і інших механізмів;
- у будівельних і дорожніх машинах (екскаваторах, грейдерах, скреперах, кранах і т.д.) - гідроприводи підйому і переміщення вантажу і ґрунту;
- у транспортних машинах (автомобілях, потужних самоскидах, тягачах) - гідроприводи рульових механізмів, механізмів керування швидкостями руху (гідромуфти і гідротрансформатори), перекидання кузова;
- у тракторах, збиральних комбайнах, меліоративних машинах і сільськогосподарських агрегатах - гідроприводи керування, силових трансмісій, навісних агрегатів;
- у радіолокаторах - гідроприводи керування антенами;
- у ракетній техніці - гідроприводи наземних установок забезпечення запуску ракет;
- засобах автоматизації технологічних ліній - гідроприводи промислових робіт і маніпуляторів.

1.3. ПНЕВМАТИЧНІ СИСТЕМИ

Пневматика – це область техніки, що використовує стисле повітря. Більш точно, стисле повітря використовується для виконання механічної роботи – тобто для виконання переміщення і створення зусилля. Пневматичні приводи мають задачу перетворити енергію, що міститься в стислому повітрі, в рух.

Найпоширенішими пневматичними виконавчими пристроями є циліндри (рис. 1.3). Вони відрізняються надійною конструкцією, великою різноманітністю типів і розмірів, легким монтажем і прекрасним співвідношенням ціна - характеристики. Завдяки цьому пневматичні системи набули таке широке поширення.

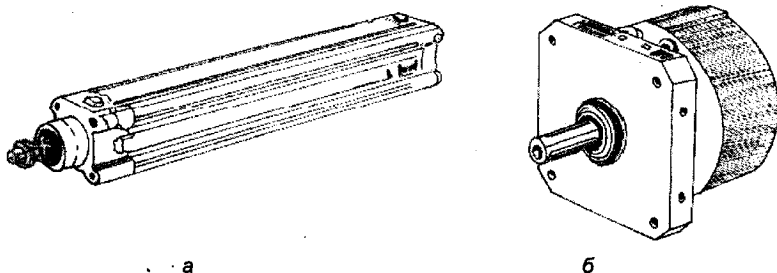


Рис. 1.3. Пневматичний лінійний (а) та поворотний (б) циліндри

Одними з багатьох місць застосування пневматики є: робота із заготівками (операції затиску, позиціонування, відділення, зштовхування,

повороту); упаковка; наповнення; відкриття і закриття дверей (наприклад, в автобусах і потягах); обробка металів (штампування і пресування); маркірування. Наприклад на станції обробки (рис. 1.4) поворот столу, подача, затиск та витягання заготовок, підведення і відведення різних інструментів здійснюються пневматичними приводами.

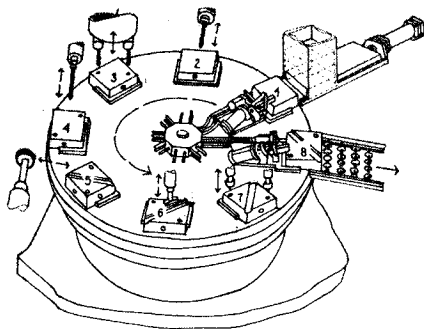


Рис. 1.4. Станція обробки

1.4. ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ПНЕВМОПРИВОДУ

Область та масштаби застосування пневматичного приводу обумовлені його перевагами і недоліками, що впливають з особливостей властивостей повітря. На відміну від рідин, повітря, як і всі гази, має високу стисливість та малу щільність у вихідному атмосферному стані (близько $1,25 \text{ кг/м}^3$), значно меншу в'язкість і великою текучістю, причому його в'язкість істотно зростає при підвищенні температури і тиску.

Перевагами пневмопривода є:

- на відміну від гідропривода – відсутність необхідності повертати робоче тіло (повітря) назад до компресора;
- менша вага робочого тіла в порівнянні з гідроприводом і менша вага виконавчих пристроїв у порівнянні з електричними;
- простота конструкції і висока надійність, а також простота обслуговування;
- можливість спростити систему за рахунок використання як джерело енергії балона із стислим газом;
- простота і економічність, обумовлені дешевизною робочого газу;
- висока швидкість спрацьовування і великі частоти обертання пневмомоторів (до декількох десятків тисяч обертів за хвилину);
- пожегобезпечність і нейтральність робочого середовища, що забезпечує можливість застосування пневмопривода в шахтах і на хімічних виробництвах;

- порівняно з гідроприводом - здатність передавати пневматичну енергію на великі відстані (до декількох кілометрів), що дозволяє використовувати пневмопривод як магістральний в шахтах і на копальнях;
- на відміну від гідропривода, пневмопривод менш чутливий до зміни температури довкілля внаслідок меншої залежності ККД від витоків робочого середовища (робочого газу), тому зміна зазорів між деталями пневмообладнання і в'язкість робочого середовища не роблять серйозного впливу на робочі параметри пневмопривода; це робить пневмопривод зручним для використання в гарячих цехах металургійних підприємств.

При застосуванні пневматичного привода необхідно враховувати особливості його роботи:

- нагрівання і охолодження робочого газу в процесі стискування в компресорах і розширення в пневмомоторах, що обумовлено законами термодинаміки та призводить до обмерзання пневмосистем та конденсації водяної пари з робочого газу, і у зв'язку з цим необхідність його осушення;
- висока вартість пневматичної енергії в порівнянні з електричною (приблизно у 3-4 рази), що важливо, наприклад, при використанні пневмопривода в шахтах;
- нижчий ККД, ніж у гідроприводу;
- низькі точність спрацювання і плавність ходу, складність забезпечення заданого закону руху вихідної ланки пневмодвигуна;
- погані умови змащування поверхонь тертя рухомих елементів пневматичних пристроїв та потреба захисту від корозії;
- можливість вибухового розриву трубопроводів і виробничого травматизму, через що в промисловому пневмоприводі застосовуються невеликі тиски робочого газу (звичайний тиск в пневмосистемах не перевищує 1 МПа, хоча відомі пневмосистеми з робочим тиском до 7 МПа - наприклад, на атомних електростанціях), і, як наслідок, зусилля на робочих органах значно менші порівняно з гідроприводом). Там, де такої проблеми немає (на ракетах і літаках) або розміри систем невеликі, тиски можуть досягати 20 МПа і навіть вище.

Контрольні питання для самоперевірки

1. Що називається гідравлічним приводом?
2. Що називається гідравлічною машиною?
3. Які переваги гідропривода?
4. Які основні напрямки удосконалення гідропривода?
5. Яка структурна схема гідропередачі?
6. Класифікація гідроприводів.
7. Що називається пневмосистемою?
8. Які переваги пневмопривода?
9. Які особливості роботи пневмосистеми?

РОЗДІЛ 2 ОСНОВИ ГІДРАВЛІКИ

2.1. РОБОЧІ РІДИНИ ТА ЇХНІ ФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ

Рідина – фізичне тіло, що має текучість, тобто здатність змінювати свою форму під впливом скільки завгодно малих сил. Основними характеристиками рідин є густина (питома маса), стисливість, теплове розширення, в'язкість.

Густина однорідної рідини – це відношення її маси m до об'єму V

$$\rho = \frac{m}{V}. \quad (2.1)$$

Густина суміші, яка складається з різних компонентів буде:

$$\rho = \frac{m_1 + m_2 + \dots + m_n}{V_1 + V_2 + \dots + V_n} = \frac{\sum_{i=1}^n \rho_i V_i}{\sum_{i=1}^n V_i} \quad (2.2)$$

Одиниця густини – кг/м^3 . Значення густини деяких рідин наведені в табл. 2.1.

Стисливість – властивість рідини змінювати свій об'єм під дією тиску. Стисливість характеризується коефіцієнтом об'ємного стиснення β_p , що являє собою відносну зміну об'єму рідини, що припадає на одиницю збільшення тиску

$$\beta_p = -\frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\Delta p}, \quad (2.3)$$

де ΔV – зменшення об'єму при збільшенні тиску на Δp ; V_0 – початковий об'єм рідини. Одиниця виміру β_p – Па^{-1} .

Коефіцієнт об'ємного стиснення β_p зв'язаний з об'ємним модулем пружності E співвідношенням

$$\beta_p = \frac{1}{E}. \quad (2.4)$$

Значення коефіцієнта об'ємного стиснення β_p для деяких рідин наведені у табл. 2.1.

Теплове розширення рідини характеризується температурним коефіцієнтом об'ємного розширення, який являє собою відносну зміну об'єму рідини при зміні температури на 1°C

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{V_0} \cdot \frac{1}{\Delta t}, \quad (2.5)$$

де Δt – зміна температури рідини. Значення температурного коефіцієнта об'ємного розширення ($^\circ\text{C}^{-1}$) для деяких рідин наведені табл. 2.1.

Із урахуванням впливу температури зміна об'єму ΔV та об'єм робочої рідини при температурі T , дорівнює:

$$V_t = V(1 + \beta_i \Delta T), \quad (2.6)$$

Щільність робочої рідини при температурі T_2 дорівнює:

$$\rho_t = \rho_1 / (1 + \beta_i \Delta T), \quad (2.7)$$

де ρ_1 - щільність робочої рідини при початковій температурі.

Таблиця 2.1

Основні властивості рідин та повітря

Рідина	Питома маса ρ при 20°C, кг/м ³	Коефіцієнт об'ємного		Модуль пружності $E \cdot 10^{-9}$, Па	Кінематична в'язкість ν , см ² /с, при t, °C		
		стиснення $\beta_p \cdot 10^4$, Па ⁻¹	розширення $\beta_t \cdot 10^{-3}$, °C ⁻¹		20	40	60
1	2	3	4	5	6	7	8
Вода	998	0,50	0,20	2,0	0,010	0,0065	0,0047
Ртуть	13600	0,039	0,18	25,6	0,0016	0,0014	0,0010
Гліцерин	1245	0,25	0,49	4,0	9,7	3,3	0,88
Бензин автомобільний	680... ...780	0,92	1,25	1,1	0,0073	0,0059	0,0049
Спирт	790	0,78	1,10	1,28	1,52		
Дизельне паливо	850	0,6		1,67	0,28	0,12	
Нафта	850... ...950	0,78	0,6	1,28	0,25... ...1,4		
Індустріальне 20 (IC20)	890	0,72	0,73	1,39	0,85	0,33	0,14
Індустріальне масло 30 (IC30)	900				1,8	0,56	0,21
Індустріальне масло 50 (IC50)	910	0,68		1,47	5,3	1,1	0,38
АМГ-10	850	0,74	0,83	1,35	0,17	0,11	0,085
ВМГЗ (МГ-15-В)	860		0,9		0,1		0,12
Турбінне Т-22	900	0,56	0,65	1,79	0,97	0,38	0,16
Автомобільне	900				5,0	1,1	0,45
Трансформаторне	880				0,28	0,13	0,076
Повітря	1,2				0,16	0,18	0,20

В'язкість – це властивість рідини чинити опір деформації зсуву. Вона виявляється при русі рідини. Сила тертя між шарами рідини буде:

$$\Delta F = \mu \left| \frac{du}{dy} \right| \Delta S, \quad (2.8)$$

де μ – коефіцієнт пропорційності, який називається динамічною в'язкістю; du – приріст швидкості, відповідний приросту координати dy (рис. 2.1); ΔS – площа поверхні стикання шарів рідини.

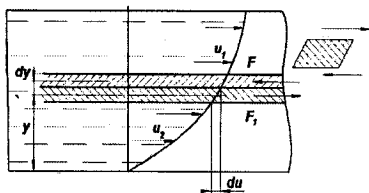


Рис. 2.1. Відносний рух шарів рідини

Дотична напруга у рідині

$$\tau = \lim_{\Delta y \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta S} = \mu \left| \frac{du}{dy} \right|. \quad (2.9)$$

Динамічна в'язкість у системі СІ вимірюється у паскаль-секундах (Па·с). Поряд з динамічною в'язкістю існує поняття кінематичної в'язкості

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (2.10)$$

Розмірність кінематичної в'язкості - $\text{м}^2/\text{с}$ (або у $\text{мм}^2/\text{с}$). Значення кінематичної в'язкості для деяких рідин наведені табл. 2.1.

Робоча рідина, що застосовується в гідроприводі, є робочим середовищем, за допомогою якого гідравлічна енергія передається від її джерела до гідродвигуна. Крім цієї основної функції робоча рідина змащує поверхні тертя деталей гідромашин, відводить теплоту від їх гарячих поверхонь, виносить частини бруду і продуктів зношування деталей, захищає деталі машин від корозії. Умови експлуатації робочої рідини в гідроприводах можуть бути дуже складними. На стан робочої рідини насамперед впливає широкий діапазон робочих температур, а також наявність великих швидкостей потоку і високих тисків. Наприклад, температура робочої рідини в деяких гідроприводах може коливатися від -60 до $+90^\circ\text{C}$ і більш, швидкості потоку рідини при дроселюванні досягають 50 м/с, а тиски - 50 МПа.

Робочі рідини поділяють на чотири типи: нафтові, синтетичні, водополімерні та емульсійні. **Нафтові рідини** одержують із нафти звичайними методами переробки. Вони мають порівняно низьку верхню межу температурного діапазону. У гідроприводах застосовують такі нафтові робочі рідини: масло гідравлічне МГЕ-10А; авіаційне гідравлічне масло АМГ-10; всесезонне гідравлічне масло ВМГЗ і ін. **Синтетичні рідини** - робочі рідини, основу яких складають продукти, отримані в результаті хімічних реакцій (діефіри, сілоксани, фосфати й ін.). Як правило, вони негорючі, стійкі до окислювання, мають низьку температуру застигання і стабільність в'язкісних характеристик протягом тривалого терміна роботи у широкому діапазоні температур. Проте кожна із синтетичних рідин володіє тим або іншим недоліком (несумісністю з гумовими ущільнювачами, високою текучістю, поганою здатністю до змащування, токсичністю тощо). **Водополімерні розчини** - робочі рідини, що являють собою водяний розчин різноманітних полімерів (містять до 35% води). Так, наприклад, рідина ПГВ - водяний розчин гліцерину і поліетиленгліколя з різноманітними присадками (масова частка води біля 32%). Рідина ПГВ відноситься до негорючих рідин. Вона

нетоксична, інертна до деяких конструкційних матеріалів (у тому числі до гумових ущільнювачів). **Емульсійної робочої рідини** розділяють на водомасляні і масловодяні. **Водомасляні емульсії** - емульсії типу «масло у воді», являють собою суміші води і нафтових рідин (не більш 20%). Їх застосовують у гідроприводах, що працюють у пожаронебезпечних умовах, і при необхідності використовувати велику кількість робочої рідини (наприклад, у гідроприводах шахтних кріплень і т.п.). Недолік водомасляної емульсії - погана здатність до змащування, малий діапазон робочих температур (від + 5 до + 55°C). **Масловодяні емульсії** - емульсії типу «вода у маслі» - це суміші нафтової рідини і води (не більш 40%).

Робочі рідини повинні мати такі властивості: хорошу в'язкість; малу густину; мінімальну залежність в'язкості від температури в необхідному діапазоні температур (високий індекс в'язкості); малу стисливість (високий модуль об'ємного стиску); великий термін зберігання; низьку температуру застигання; сумісність рідини з конструкційними матеріалами гідропрстроїв; хороші антифрикційні властивості (що знижує коефіцієнт тертя ковзання); високу термостійкість (зберігання властивостей при впливі високих температур); стійкість до окислювання на повітрі; малу випаровуваність; відсутність води (для мінеральних рідин); відсутність механічних домішок і других частинок забруднення; високу стійкість до механічного руйнування складних сполучень рідини (деструкції) при її дроселюванні при великих тисках і високих швидкостях потоку; хороші змащувальні, миючі і консерваційні властивості; хороші охолоджуючі властивості; малу токсичність; високі економічні показники.

Багато властивостей робочих рідин можна забезпечити введенням в основу рідини різноманітний присадок (протикорозійних, протизносних, протизадирочних, протипінних, миючих і ін.). Найбільш істотне значення при виборі робочої рідини мають в'язкість, температура запалення, застигання і окислюваність.

В'язкість робочої рідини залежить від температури. При використанні робочої рідини з малою в'язкістю збільшуються зовнішні і внутрішні втрати рідини в гідромашинах і інших гідропрстроях. Чим вище в'язкість вибраної рідини, тим більші втрати тисків в гідроприводі.

Температурою запалення рідини називається мінімальна температура, при якій відбувається короткочасне запалення парів рідини від полум'я в лабораторних умовах. Температура запалення є показником, що характеризує пожежо- і вибухонебезпечність суміші парів рідини з повітрям. Малов'язкі рідини звичайно мають більш низьку температуру запалення внаслідок наявності легкозвітрявальних продуктів розпаду, тому що у відкритому тиглі вони будуть розсіюватися раніш, чим їх виявиться достатньо для спалаху. Максимальна температура нагрівання нафтової робочої рідини при роботі гідроприводу повинна бути на 10...15°C нижче температури

запалення в відкритому тиглі

ІНВ ВІТУ
м. Вінниця

Температурою застигання називається температура, при котрій робоча рідина втрачає рухливість в умовах дослідів. Для нафтової робочої рідини вона повинна бути на 10...17°C нижче найменшої температури в гідроприводі при його роботі.

Окислюваність робочої рідини характеризується кислотним числом, під яким мається на увазі кількість гідрату оксиду калію (KOH) у міліграмах, необхідного для нейтралізації 1 г рідини (наприклад, кислотне число KOH рідини АМГ-10 повинно бути не більш 0,05 мг).

2.2. ОСНОВИ ГІДРОСТАТИКИ

Гідростатика розглядає закони рівноваги рідини та застосування цих законів для розв'язання практичних задач. Ключовим поняттям в гідростатиці є гідростатичний тиск.

Гідростатичним тиском у точці називається напруга стиснення в ній, яка дорівнює

$$p = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta S}, \quad (2.11)$$

де ΔS – елементарна площадка, що вміщує дану точку; ΔP – нормальна стиска сила, яка діє на цю площадку.

Гідростатичний тиск, який спрямований по нормалі до площадки у даній точці в усіх напрямках, однаковий і залежить від положення точки відносно поверхні рідини. Одиницею тиску у системі СІ є паскаль (Па):

$$1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2 = 10^{-3} \text{ кПа} = 10^{-6} \text{ МПа} = 10^{-5} \text{ бар} = 9,8 \cdot 10^{-6} \text{ атм} (10^{-5} \text{ атм}).$$

Рівновага рідини описується диференціальними рівняннями Ейлера, у результаті перетворення яких може бути одержано основне рівняння рівноваги у диференціальній формі:

$$dp = \rho(Xdx + Ydy + Zdz), \quad (2.12)$$

де dp – повний диференціал тиску; X, Y, Z – проєкції прискорення масових сил на координатні осі; dx, dy, dz – прирощення координат.

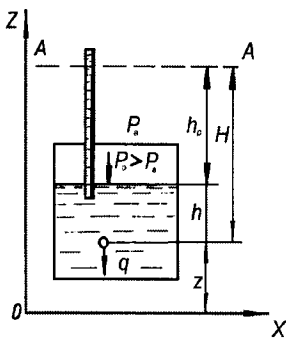


Рис. 2.2. Визначення гідростатичного тиску

Якщо на рідину діє тільки сила тяжіння і вісь спрямована вертикально вгору, то $X = 0, Y = 0, Z = -g$. Після інтегрування рівняння (2.12) одержуємо основне рівняння гідростатики

$$\frac{p}{\rho g} + z = \text{const}, \quad (2.13)$$

де p – тиск у точці, розташованій на висоті z від горизонтальної площини порівняння $O-O$ (рис. 2.2).

Повний (абсолютний) гідростатичний тиск у будь-якій точці рідини

$$p = p_0 + \rho gh, \quad (2.14)$$

де p – тиск на вільній поверхні; ρgh – вага стовпа рідини заввишки h з площею поперечного перерізу, яка дорівнює одиниці (h – глибина занурення точки).

Надлишковим або манометричним тиском називається різниця між абсолютним та атмосферним тиском

$$p_{\text{ман}} = p - p_a. \quad (2.15)$$

Вакуум – це недостача тиску до рівня атмосферного, тобто:

$$p_{\text{вак}} = p_a - p. \quad (2.16)$$

Величини

$$h_p = \frac{P \cdot \epsilon}{\rho g} = \frac{P - p_a}{\rho g} \quad (2.17)$$

та

$$(2.18)$$

називаються відповідно п'езометричною та вакуумметричною висотами.

Наднормальний (манометричний) тиск у будь-якій точці рідини

$$p_{\text{ман}} = \rho g H, \quad (2.19)$$

де H – глибина занурення точки відносно п'езометричної площини.

Надлишкова сила гідростатичного тиску на плоску стінку дорівнює добутку тиску у центрі ваги стінки і її площі

$$P = (p_0 + \rho g h'_c) S, \quad (2.20)$$

де глибина занурення центра ваги стінки відносно вільної поверхнею (рис. 2.3); S – площа стінки; p_0 – наднормальний тиск на вільній поверхні рідини.

Формулу (2.20) можна представити у наступному вигляді:

$$P = P_0 + P_P, \quad (2.21)$$

де $P_0 = p_0 S$ – сила, зумовлена зовнішнім тиском; $P_P = \rho g S$ – сила, зумовлена тільки тиском рідини.

Сила P_0 прикладена у центрі ваги стінки, сила P_P – у центрі тиску, координата якого

$$y_0 = y'_c + \frac{J_0}{S y'_c}, \quad (2.22)$$

де y_0 – координата центра ваги; J_0 – момент інерції плоскої фігури відносно центральної осі:

Надлишкова сила тиску на плоску стінку

$$P = \rho g h_c S, \quad (2.23)$$

де h_c – відстань від центра ваги стінки до п'езометричної площини $O - O$.

Сила гідростатичного тиску, що діє на криволінійну поверхню:

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2}, \quad (2.24)$$

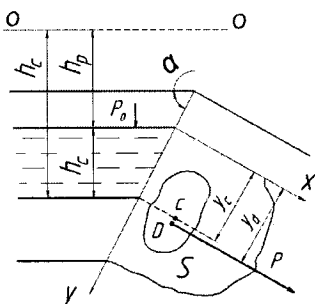


Рис. 2.3. Сила гідростатичного тиску на плоску стінку

визначається за формулою

де P_x, P_y, P_z – складові надлишкового тиску по відповідним координатним осям.

На занурене у рідину тіло буде діяти вертикальна виштовхувальна (Архімедова) сила, спрямована вертикально вгору (закон Архімеда):

$$P = \rho g V, \quad (2.25)$$

де V – об'єм зануреної частини тіла.

Центр ваги D витиснутого об'єму рідини є центром водотоннажності (рис. 2.4). При нахилі (крені) плаваючого тіла центр водотоннажності змінює своє положення. Лінія, що проходить через центр ваги тіла C та центр водотоннажності D у положенні рівноваги перпендикулярно до вільної поверхні рідини (площини плавання), є віссю плавання. В положенні рівноваги вісь плавання вертикальна, при крені – похила. Точка перетину M

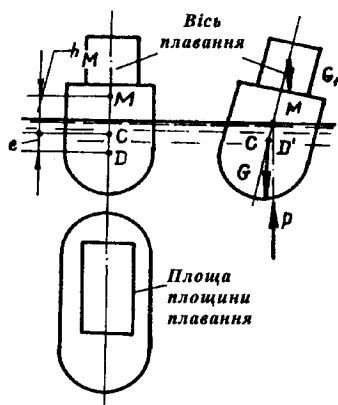


Рис. 2.4. Плавання тіла

лінії дії виштовхувальної сили при похилому положенні тіла з віссю плавання називається метацентром.

Відстань h_m між центром ваги тіла C та метацентром M називається метацентричною висотою.

Чим більша ця відстань, тим більше стійкість тіла (здатність переходити із крену у положення рівноваги), оскільки момент пари сил $P - G$, що прагне відновити рівновагу, прямо пропорційний метацентричній висоті. Величина метацентричної висоти

$$h_m = \frac{J_0}{V} - e, \quad (2.26)$$

де J_0 – найменший момент інерції площі площини плавання; e – відстань між центрами ваги та водотоннажності.

Якщо метацентр лежить нижче центра ваги тіла, тобто метацентрична висота від'ємна, то тіло стійкості не має.

2.3. ПРИЛАДИ ДЛЯ ВИМІРЮВАННЯ ТИСКУ

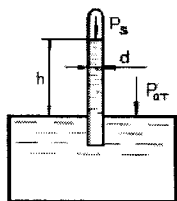


Рис. 2.5. Рідинний барометр

Для вимірювання тиску використовують рідинні (барометр, п'єзометр, манометр, вакуумметр, диференціальний манометр), механічні (пружинні, мембранні, сифонні манометри, вакуумметри і мановакуумметри) та електричні прилади.

Барометр складається з відкритої посудини, заповненої ртуттю і скляної трубки, верхній кінець якої

запаяний, а нижній опущений у посудину нижче рівня ртуті (рис. 2.5). У верхній частині трубки повітря нема, тому в ній діє тиск насиченої пари ртуті $p_s = 2335$ Па (при 20°C). Значення атмосферного тиску обчислюють за формулою

$$p_{am} = p_s + \rho_p g(h + \Delta h), \quad (2.27)$$

де ρ_p – питома маса ртуті; Δh – поправка на капілярність, яку приймають $(1/10^5) d$; d – внутрішній діаметр трубки.

П'езометр – це прилад для визначення невеликого тиску в рідині вимірюванням висоти стовпа цієї ж рідини (рис. 2.6). Він складається з вертикальної скляної трубки, верхній кінець якої відкритий і сполучений з атмосферою, а нижній приєднаний до посудини, в якій вимірюють тиск p . За основним рівнянням гідростатики

$$p_0 = p_{atm} + \rho g h. \quad (2.28)$$

Рідинний манометр – це U – подібна скляна трубка, у коліні якої міститься рідина, важча від тієї, що заповнює посудину (рис. 2.7).

Один кінець трубки приєднаний до посудини, другий відкритий. Тиск на вільній поверхні рідини p_0 обчислюють за формулою

$$p_0 = p_{atm} + \rho_1 g h_1 - \rho_2 g h_2, \quad (2.29)$$

де ρ_1, ρ_2 – відповідно питома маса робочої рідини (наприклад, ртуті) і рідини, що міститься в посудині.

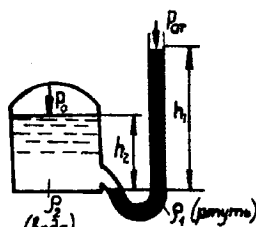


Рис. 2.7. Рідинний манометр

Рідинний вакуумметр подібний до рідинного манометра (рис. 2.8). Тиск p_0 на вільній поверхні рідини, якщо трубка приєднана вище від цієї поверхні, обчислюють за формулою

$$p_0 = p_{atm} - \rho g h. \quad (2.30)$$

Для вимірювання різниці тисків у двох точках використовують **диференціальний**

манометр (рис. 2.9). Це U – подібна трубка, заповнена робочою рідиною. Кожний з кінців трубки приєднаний до точок, між якими треба виміряти різницю тисків Δp за формулою

$$\Delta p = g h (\rho_2 - \rho_1). \quad (2.31)$$

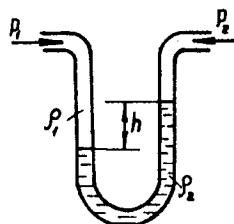


Рис. 2.9. Диференціальний манометр

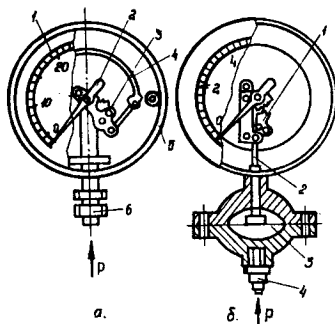


Рис. 2.10. Пружинний (а) та мембранний манометри (б)

Для вимірювання тиску більше 0,03 МПа користуються механічними манометрами. **Пружинний манометр** (рис. 2.10, а) складається з корпусу 5, штуцера 6, манометричної (пружинної) трубки 4, передавального механізму 3, стрілки 2 і шкали 1. Рідина під тиском надходить у штуцер, а потім у трубку. Під дією тиску пружина розпрямляється. Рух кінця пружини через передавальний механізм передається стрілці.

У **мембранному манометрі** (рис. 2.10, б) на мембрану 3 передається тиск рідини, під дією якого мембрана прогинається. Цей прогин передається через тягу 2 і зубчастий сектор 1 на стрілку.

Механічні вакуумметри мають таку саму будову, як і манометри, тільки пружина або мембрана, а разом з ними і стрілка під дією вакууму рухаються в інший бік. Мановакуумметри мають дві шкали – для надлишкового тиску і для розрідження. Якщо на прилад подається тиск, більший від атмосферного, стрілка відхиляється праворуч від нуля, а якщо в штуцері буде розрідження, – стрілка переміщується ліворуч.

Механічні манометри мають граничні значення шкали від 0,05 до 1000 МПа, клас точності – від 0,005 до 6,0.

Електричний манометр має чутливий елемент – мембрану. Рух мембрани передається повзуну потенціометра, який разом з показником підключений до електричної схеми.

2.4. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ПРО РУХ РІДИНИ

Рух рідини може бути таким, що установився (усталений або стаціонарний) та що не установився (неусталений або нестаціонарний), рівномірним та нерівномірним, напірним чи безнапірним, плавно змінним чи різко змінним, ламінарним чи турбулентним.

Усталеним називається такий рух рідини, при якому швидкість та тиск у будь-якій її точці протягом часу не змінюються. При неусталеному русі швидкість та тиск рідини змінюються у часі.

Усталений рух називається рівномірним, якщо живі перерізи потоку, середні швидкості та місцеві швидкості у відповідних точках всіх живих перерізів однакові. В іншому разі рух називається нерівномірним.

Напірним називається такий рух рідини у зачиненому руслі, при якому потік не має вільної поверхні, а тиск відрізняється від атмосферного. При

безнапірному русі рідина має вільну поверхню, тиск у всіх точках якої дорівнює атмосферному.

Лінією течії називається лінія, проведена у рідині так, що у будь-якій її точці вектор швидкості цієї миті часу спрямований дотично до неї. Рух рідини називається плавно змінним, якщо крутість ліній течії та кут розбіжності між ними незначні. Інакше рух називається різко змінним.

Трубочаста поверхня, яка утворена лініями течії, проведеними через всі точки нескінченно малого замкненого контуру у рідині, що рухається, називається трубкою течії. Частина потоку, укладена в середині трубки течії, називається елементарною струминкою. Потік – це сукупність елементарних струминок.

Живим перерізом називається поверхня всередині потоку, нормальна у кожній точці до відповідної лінії течії. Частина периметра живого перерізу, що торкається стінок трубопроводу, називається змоченим периметром. Відношення площі живого перерізу S до змоченого периметра Π називається гідравлічним радіусом

$$R = \frac{S}{\Pi} \quad (2.32)$$

Для круглої труби при напірній течії $R = d/4$ або $d = 4R$.

Гідравлічний діаметр

$$d_e = 4R \quad (2.33)$$

Наприклад, для напірного потоку у трубі прямокутного поперечного перерізу ($b \times h$) гідравлічний радіус та гідравлічний діаметр відповідно дорівнюють

$$R = \frac{S}{\Pi} = \frac{bh}{2(b+h)} \quad \text{і} \quad d_e = \frac{2bh}{b+h}$$

Об'ємними витратами називається кількість рідини, що проходить через живий переріз потоку за одиницю часу. Він може бути вимірний об'ємним способом

$$Q = \frac{V}{T} \quad (2.34)$$

де V – об'єм мірного бака; T – час його наповнення, а також розрахований за формулою

$$Q = \int_S u dS \quad (2.35)$$

де dS – площа перерізу елементарної площадки; u – місцева швидкість у центрі ваги цієї площадки.

Середньою швидкістю v називається фіктивна швидкість, однакова для всіх точок живого перерізу, при якій витрати, підраховані за формулою

$$Q = vS \quad (2.36)$$

дорівнювали б фактичним витратам, підрахованим за (2.35)

$$v = \frac{\int udS}{S}. \quad (2.37)$$

При усталеному русі рідини витрати через всі живі перерізи потоку однакові

$$Q = v_1 S_1 = v_2 S_2 = \dots = v_n S_n = \text{const}, \quad (2.38)$$

де v_1, v_2, \dots, v_n – середні швидкості; S_1, S_2, \dots, S_n – площі живих перерізів.

Вираз (2.38) називається рівнянням витрат або рівнянням нерозривності. З нього витікає, що середні швидкості зворотно пропорційні площам живих перерізів

$$v_1 / v_2 = S_2 / S_1. \quad (2.39)$$

2.4.1. РІВНЯННЯ БЕРНУЛЛІ

Для двох перерізів потоку в'язкої рідини при плавно змінному сталому русі рівняння Бернуллі має вигляд

$$\frac{\alpha v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + gz_1 = \frac{\alpha v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + gz_2 + gh_n,$$

де v_1 та v_2 – середні швидкості відповідно у першому та другому перерізах; p_1 та p_2 – тиски рідини відповідно у першому і другому перерізах; z_1 та z_2 – відстані від довільної горизонтальної площини порівняння до центрів перерізів. З енергетичної точки зору член $\alpha v^2/2$ являє собою питому

(віднесена до одиниці маси рідини) кінетичну енергію, сума $\frac{p}{\rho} + gz$ – питому потенційну енергію рідини, а gh_n – втрату питомої енергії між перерізами.

Рівняння Бернуллі можна записати і в іншому вигляді

$$\frac{\alpha v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{\alpha v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + h_n. \quad (2.40)$$

З геометричної точки зору складові рівняння Бернуллі це: z – висота, на якій розташовується центр живого перерізу відносно площини порівняння $O-O$ (рис. 2.11); п'єзометрична висота, яку можна виміряти п'єзометричною трубкою; висота швидкісного напору, яка дорівнює різниці рівнів у трубках

повного та статичного напорів. Суму висот $H = \frac{\alpha v^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + z$ називають

повним напором. На рис. 2.11 показана діаграма рівняння Бернуллі, де I – напірна лінія, або лінія повного напору; II – п'єзометрична лінія, або лінія зміни п'єзометричних висот.

Коефіцієнт α являє собою відношення дійсної кінетичної енергії до кінетичної енергії, яка підрахована за середньою швидкістю. При турбулентному режимі руху $\alpha \approx 1$, при ламінарному у круглій трубі $\alpha = 2$.

Гідрравлічний нахил – це зміна повного напору на одиницю довжини

$$I = \frac{h}{L} = \frac{\left(\frac{\alpha v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 \right) - \left(\frac{\alpha v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 \right)}{L}. \quad (2.41)$$

П'езометричний уклін – це зміна п'езометричного напору на одиницю довжини

$$I_p = \frac{\left(\frac{p_1}{\rho g} + z_1 \right) - \left(\frac{p_2}{\rho g} + z_2 \right)}{L}. \quad (2.42)$$

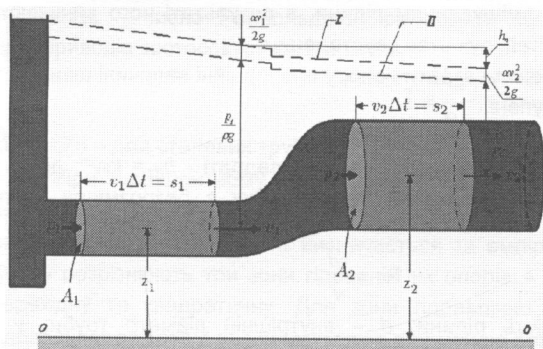


Рис. 2.11. Напори в перерізах потоку рідини

З допомогою рівняння Бернуллі (2.40) розв'язується багато задач практичної гідрравліки. Для цього обираються два перерізи потоку так, щоб у одному з них величини z , p та v були відомі, а у другому невідомою була тільки одна величина. Потім обирається

горизонтальна площина порівняння. Її доцільно провести через центр одного з обраних перерізів, тоді z_1 або z_2 будуть дорівнювати нулю. Після спрощення рівняння Бернуллі, записаного для обраних перерізів, знаходять невідому величину (ρ , v або z). При двох невідомих окрім рівняння Бернуллі використовується також рівняння нерозривності руху (2.39). У випадку відносного руху рідини, коли сам канал переміщується у просторі, рівняння Бернуллі має вигляд

$$\frac{\alpha \bar{\omega}_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{\alpha \bar{\omega}_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + h_n + \Delta H_{ин}, \quad (2.43)$$

де $\bar{\omega}_1$ та $\bar{\omega}_2$ – середні швидкості рідини у перерізах 1–1 та 2–2 відносно стінок каналу; $\Delta H_{ин}$ – інерційний напір (робота сил інерції, віднесена до одиниці ваги рідини); інші позначення – ті самі, що і у формулі (2.40).

При прямолінійному рівноприскореному русі каналу інерційний напір

$$\Delta H_{ин} = \frac{l_a}{g} a, \quad (2.44)$$

де l_a – проекція довжини ділянки русла, що знаходиться між перерізами 1–1 та 2–2, на напрямку руху; a – прискорення русла.

При обертанні каналу навколо вертикальної осі з постійною швидкістю

$$\Delta H_{in} = \frac{\omega^2}{2g} (r_1^2 - r_2^2) = \frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g}, \quad (2.45)$$

де ω – кутова швидкість каналу; r_1 та r_2 – відстань між центрами ваги перерізів 1–1 та 2–2 від осі обертання; u_1 та u_2 – швидкості центрів ваги перерізів.

2.4.2. РЕЖИМИ РУХУ РІДИНИ

Існує два режими руху рідини – ламінарний та турбулентний. При ламінарному режимі рідина рухається окремими шарами, пульсації швидкості та тиску відсутні. Турбулентний режим характеризується хаотичним рухом частинок та інтенсивним змішуванням рідини, в результаті чого виникають пульсації тисків і швидкостей, рух стає неусталеним.

При ламінарному режимі втрати напору пропорційні величині швидкості руху рідини в першому ступені

$$h_n = k_1 v, \quad (2.46)$$

а при турбулентному – приблизно швидкості в квадраті - $h_n = k_2 v^m$, де $m = 1,75...2,00$. Критерієм для визначення режиму руху є безрозмірне число Рейнольдса

$$Re = \frac{vd}{\nu}, \quad (2.47)$$

де v – середня швидкість рідини; d – внутрішній діаметр труби; ν – кінематична в'язкість.

Для труб поперечного перерізу, який відрізняється від круглого

$$Re = \frac{vd_c}{\nu},$$

де d_c – гідравлічний діаметр, що визначається за формулою (2.33).

Для того щоб визначити режим руху рідини, необхідно знайти фактичне число Рейнольдса і порівняти його з критичним $Re_{кр}$, яке для круглих труб дорівнює приблизно 2300: якщо $Re < 2300$, то режим ламінарний, при $Re > 2300$ – турбулентний.

2.5. ГІДРАВЛІЧНІ ОПОРИ

Рух в'язкої рідини супроводжується втратами напору, зумовленими гідравлічними опорами. Визначення втрат напору є одним з головних питань практично будь-якого гідравлічного розрахунку. Розрізняють два види втрат напору – втрати від тертя рідини об стінки труби, величина яких залежить від довжини труби, її шорсткості і розміру перерізу, в'язкості рідини і швидкості її течії (втрати по довжині), та втрати в місцевих опорах – елементах

трубопроводу, де відбувається зміна швидкості руху рідини за величиною або за напрямком (місцеві втрати)

$$h_e = h_m + \sum h_m, \quad (2.48)$$

де h_m – втрати на тертя; сума втрат в місцевих опорах.

При русі рідини в круглих трубах постійного перерізу втрати напору від тертя визначаються за формулою Дарсі–Вейсбаха

$$(2.49)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя по довжині, або коефіцієнт Дарсі; l – довжина трубопроводу; d – діаметр труби; v – середня швидкість течії рідини. Для ламінарного режиму руху у круглій трубі коефіцієнт λ визначається за теоретичною формулою

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (2.50)$$

у якій Re – число Рейнольдса. При розрахунку трубопроводів об'ємних гідроприводів застосовується формула

$$\lambda = \frac{A}{Re}, \quad (2.51)$$

де $A = 75$ – для сталевих труб; $A = 150$ – для гнучких шлангів.

При турбулентному режимі руху коефіцієнт λ залежить у загальному випадку від числа Рейнольдса Re та відносної шорсткості Δ/d (де Δ – еквівалентна шорсткість) та визначається за емпіричними формулами. При цьому розрізняють три зони гідравлічних опорів – гідравлічно гладких труб, перехідну та квадратичну. Для зони гідравлічно гладких труб коефіцієнт гідравлічного тертя λ визначається за формулою Конакова

$$\lambda = \frac{1}{(1,81g Re - 1,5)^2}. \quad (2.52)$$

або за формулою Блазіуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (2.53)$$

Зона гідравлічно гладких труб має місце при $3000 < Re < 20d/\Delta$. В перехідній зоні ($20d/\Delta < Re < 500d/\Delta$) коефіцієнт гідравлічного тертя можна визначити за формулою Кольбука–Уайта

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -21g \left(\frac{\Delta}{3,7d} + \frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} \right), \quad (2.54)$$

або за універсальною (для всіх зон) формулою Альтшуля

$$\lambda = 0,11(\Delta/d + 68/Re)^{0,25}. \quad (2.55)$$

У квадратичній зоні опору (зони гідравлічно шорстких труб) коефіцієнт λ може бути знайдений за формулою Нікурадзе

$$\lambda = \frac{1}{(21gd/\Delta + 1,14)^2}, \quad (2.56)$$

або за формулою Шіфрінсона

$$\lambda = 0,11(\Delta/d)^{0,25}. \quad (2.57)$$

Середні значення еквівалентної шорсткості труб Δ наведені у додатку 2.

Для труб, переріз яких відрізняється від круглого у формулах (2.49)...(2.57) замість діаметра d підставляється значення гідравлічного діаметра

$$d_e = \frac{4S}{n}, \quad (2.58)$$

де S та n – площа та периметр поперечного перерізу труби.

При ламінарному русі рідини у круглих трубах втрати напору та тиску можна також визначити за формулою Пуазейля

$$h_m = \frac{32\nu l v}{gd^2} = \frac{128\nu l Q}{\pi g d^4}; \quad p_m = \frac{128\nu l Q}{\pi d^4}, \quad (2.59)$$

де ν – кінематична в'язкість; v – середня швидкість; Q – витрати рідини; l та d – довжина та діаметр труби.

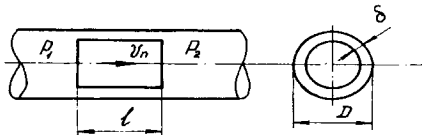


Рис 2.12. Рух рідини крізь кільцевий зазор

При ламінарному русі рідини через малий кільцевий зазор ($\delta \ll D$), створений поверхнями циліндрів (рис. 2.12), витрати рідини Q та перепад $\Delta p = p_1 - p_2$ тиску зв'язані між собою співвідношенням

$$Q = \pi D \left[\frac{\delta^3}{12\mu l} (p_1 - p_2) (1 + 1,5\epsilon^2) \pm \frac{v_n \delta}{2} \right], \quad (2.60)$$

де D – діаметр зовнішнього циліндра; δ – величина зазору; v_n – швидкість руху поршня; відносний ексцентриситет; μ – динамічна в'язкість; l – довжина кільцевого зазору; e – відстань між осями циліндрів. Знак (+) перед останнім доданком у виразі (2.60) ставиться тоді, коли поршень переміщується назустріч потоку рідини. В окремому випадку, коли $v_n = 0$ (поршень нерухомий) та $e = 0$ (зазор концентричний),

$$Q = \frac{\pi D \delta^3}{12\mu l} (p_1 - p_2), \quad (2.61)$$

або

$$\Delta p = \frac{12\mu l Q}{\pi D \delta^3}. \quad (2.62)$$

Втрати напору в місцевих опорах визначаються за формулою Вейсбаха:

$$h_c = \zeta \frac{v_2^2}{2g}, \quad (2.63)$$

де ζ – коефіцієнт місцевого опору; v_2 – швидкість руху рідини після місцевого опору (у деяких випадках значення коефіцієнта ζ відносять також і до швидкості v_1 до місцевого опору). У більшості випадків коефіцієнт ζ визначають за довідковими даними, отриманими на основі дослідних даних.

При числах Рейнольдса, менших 10000, коефіцієнт місцевого опору обчислюють за формулою Альтшуля $\zeta' = \frac{A}{\text{Re}} + \zeta$, де ζ визначається, як вказано вище, A – коефіцієнт, значення якого наведені у [1].

При раптовому розширенні русла втрати напору при турбулентному русі можуть бути знайдені за теоретичною формулою, яка виходить з теореми Борда–Карно

$$h_{pp} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g}, \quad (2.64)$$

де v_1 та v_2 – швидкості руху рідини до та після раптового розширення.

2.6. ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВІДІВ

2.6.1. РОЗРАХУНОК ПРОСТИХ ТРУБОПРОВІДІВ ПОСТІЙНОГО ПЕРЕРІЗУ

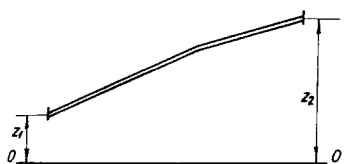


Рис. 2.13. Схема простого трубопроводу

Простим називається трубопровід постійного або змінного перерізу, який не має відгалужень та в якому витрати рідини постійні по довжині (рис. 2.13). Вихідним для гідравлічного розрахунку трубопроводу є рівняння Бернуллі, яке внаслідок постійності швидкостей по довжині набуває виду

$$H = \left(\frac{p_1}{\rho g} + z_1 \right) - \left(\frac{p_2}{\rho g} + z_2 \right) = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{v^2}{2g}, \quad (2.65)$$

рівняння нерозривності (2.38), а також залежності для визначення втрат напору на тертя по довжині трубопроводу (2.49) та у місцевих опорах (2.63). При розрахунку простих трубопроводів зустрічаються такі типові задачі.

Задача 1. Визначити витрати рідини Q при заданих геометричних розмірах трубопроводу (l, d, Δ, z_1 та z_2), тисках p_1 та p_2 та місцевих опорах $\sum \zeta$.

З рівняння (2.65) способом послідовних наближень знаходять

$$v = \sqrt{\frac{2gH}{\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta}}$$

(коефіцієнт λ у загальному випадку залежить від числа Рейнольдса, а, значить, і від швидкості). Потім знаходять витрати рідини $Q = vS$.

Задача 2. Задані: витрати рідини Q , геометричні розміри трубопроводу (l, d, Δ), відмітки точок z_1 та z_2 , місцеві опори ($\sum \zeta$) та тиск у кінцевому перерізі трубопроводу p_2 .

Знайти тиск у початковому перерізі трубопроводу p_1 .

Спочатку визначають швидкість рідини, число Рейнольдса, зону гідравлічного опору, коефіцієнт гідравлічного тертя λ та втрати напору

$$h_{\text{во}} = \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \frac{v^2}{2g}$$

З рівняння (2.65) знаходять тиск p_1 .

2.6.2. РОЗРАХУНОК СКЛАДНИХ ТРУБОПРОВОДІВ

Під складними трубопроводами мають на увазі систему трубопроводів, що мають відгалуження, паралельні або кільцеві ділянки, змінні витрати рідини і т. ін.

При послідовному з'єднанні трубопроводів різного діаметра (рис. 2.14, а) виходять з того, що повні втрати напору у трубопроводі дорівнюють сумі втрат напору на окремих його ділянках ($h_e = h_{e1} + h_{e2}$). Розрахунок таких трубопроводів доцільно здійснювати графоаналітичним способом з використанням графіків залежності втрат напору від витрати рідини (рису. 2.15, а). При цьому криву $h_e = f(Q)$ будують складанням координат кривих $h_{e1} = f(Q)$ та $h_{e2} = f(Q)$.

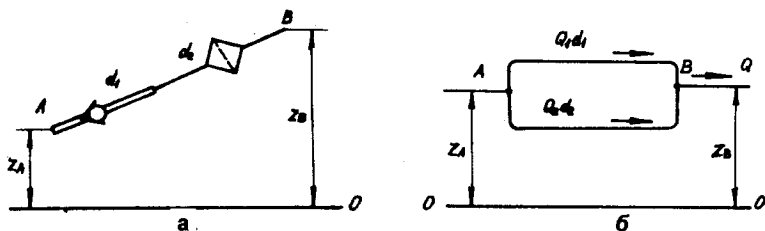


Рис. 2.14. Послідовне та паралельне з'єднання трубопроводів

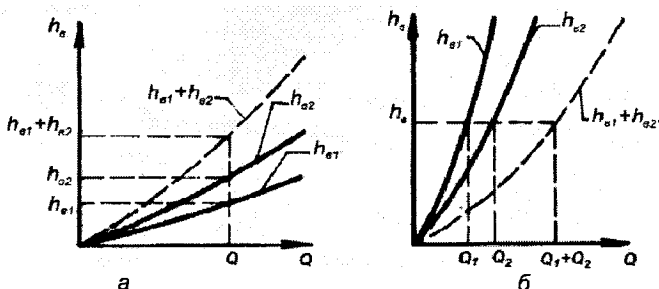


Рис. 2.15. Графіки залежностей втрат рідини від напору

При розрахунку трубопроводів з паралельними гілками (рис. 2.14, б) виходять з того, що сума витрат в окремих гілках дорівнює повним витратам ($Q_1 + Q_2 = Q$) та що втрати напору у всіх гілках однакові ($h_{e1} = h_{e2}$). Залежність

повних витрат Q на розгалуженій ділянці від втрат напору h_e будується складанням абсцис кривих $h_{e1}=f(Q)$ та $h_{e2}=f(Q)$ (рис. 2.15, б).

Докладніше методика розрахунку послідовно та паралельно з'єднаних трубопроводів можна проілюструвати на конкретних прикладах.

Нехай тупиковий трубопровід (рис. 2.16) має три ділянки з тисками p_1 ,

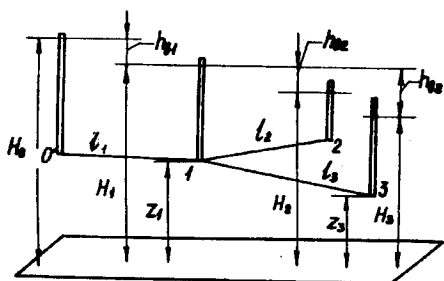


Рис. 2.16. Схема тупикового трубопроводу

напрямки руху рідини у трубопроводах може бути різним. Для випадку, коли $H_0 > H_1 > H_2$, $H_1 > H_3$, визначено повні витрати рідини у трубопроводі Q_1 та витрати в окремих його гілках Q_2 та Q_3 при заданих геометричних розмірах трубопроводів (l , d , Δ), відмітках характерних точок z_0 , z_1 , z_2 , z_3 та тисках у початковій точці (p_0) та кінцевих точках (p_2 , p_3)

p_2 та p_3 у його кінцевих точках; z_0 , z_1 , z_2 , z_3 – відстань цих точок від горизонтальної площини порівняння. Залежно від співвідношення між п'єзометричними напорами

$$H_0 = z_0 + \frac{p_0}{\rho g}, \quad H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g},$$

$$H_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho g}, \quad H_3 = z_3 + \frac{p_3}{\rho g}$$

напрямки руху рідини у

$$\begin{aligned} h_{e1} &= H_0 - H_1 = \left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \sum \zeta_1 \right) \frac{8Q_1^2}{g\pi^2 d_1^4}; \\ h_{e2} &= H_1 - H_2 = \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \sum \zeta_2 \right) \frac{8Q_2^2}{g\pi^2 d_2^4}; \\ h_{e3} &= H_1 - H_3 = \left(\lambda_3 \frac{l_3}{d_3} + \sum \zeta_3 \right) \frac{8Q_3^2}{g\pi^2 d_3^4}; \end{aligned} \quad (2.66)$$

$$Q_1 = Q_2 + Q_3.$$

Систему рівнянь (2.66) доцільно розв'язувати графоаналітичним способом, представивши три рівняння системи для трубопроводів 1, 2, 3 відповідно

$$\begin{aligned} H_1 &= H_0 - \left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \sum \zeta_1 \right) \frac{8Q_1^2}{g\pi^2 d_1^4}; \\ H_1 &= H_2 + \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \sum \zeta_2 \right) \frac{8Q_2^2}{g\pi^2 d_2^4}; \\ H_1 &= H_3 + \left(\lambda_3 \frac{l_3}{d_3} + \sum \zeta_3 \right) \frac{8Q_3^2}{g\pi^2 d_3^4}. \end{aligned}$$

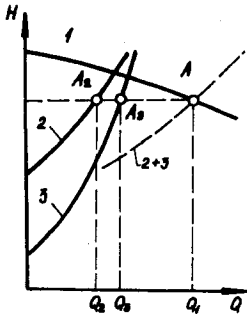


Рис. 2.17. Графіки залежності п'єзометричного напору від витрат рідини

За цими формулами будуються графіки залежності п'єзометричного напору у вузлі 1 від витрат (рис. 2.17) для всіх трубопроводів (криві 1, 2 та 3). Згідно з останнім рівнянням системи (2.66) залежність сумарних витрат у трубопроводах 2 та 3 від напору H_1 (крива 2 + 3) будується складанням абсцис кривих 2 та 3. Значення напору H_1 , за якого сумарні витрати у трубопроводах 2 та 3 дорівнюють витратам у трубопроводі 1, є невідомими. Тому координати точки A перетину кривих 2 + 3 та 1 визначають розв'язання задачі такої: її абсциса дорівнює повним витратам Q_1 , а ордината – напору H_1 . Абсциси точок A_2 та A_3 дорівнюють витратам Q_2 та Q_3 .

2.6.3. НЕСТАЛИЙ РУХ РІДИНИ У ТРУБОПРОВОДАХ

Рівняння Бернуллі для напірного несталоного руху у циліндричній трубі має вигляд

$$\frac{\alpha v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{\alpha v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + h_{\Sigma} + h_i, \quad (2.67)$$

де h_{Σ} – втрати напору, які визначаються наближено за тими самими формулами (2.47)...(2.57), (2.64), що і при сталому русі; h_{in} – інерційний напір, який визначається для труби постійного перерізу за формулою

$$h_i = \frac{l}{g} \frac{dv}{dT}, \quad (2.68)$$

де l – довжина ділянки труби між перерізами 1–1 та 2–2; прискорення рідини у трубі. Витрати часу у даний момент при напірному несталому русі однакові у всіх перерізах потоку. Рівняння (2.67) аналогічне рівнянню (2.43) для відносного руху, проте величини ΔH_{in} та h_{in} мають різну фізичну суть.

Гідралічний удар називається коливальний процес, що складається з різкого підвищення та зниження тиску, викликаного миттєвою зміною швидкості рідини. Він може виникнути при швидкому закритті заслінки, миттєвій зупинці насоса, раптовому перекритті гідротурбіни. Розрізняють прямий та непрямий гідралічний удар.

Прямий гідралічний удар має місце тоді, коли час закриття заслінки T_z менший тривалості фази гідралічного удару, тобто

$$T_z < T_{in} = \frac{2l}{c}, \quad (2.69)$$

де l – довжина трубопроводу; c – швидкість розповсюдження ударної хвилі, що визначається за формулою

$$c = \sqrt{\frac{E_p}{\rho \left(1 + \frac{E_p d}{E \delta}\right)}} \quad (2.70)$$

де E_p та E – відповідно модулі пружності рідини та матеріалу стінок трубопроводу; ρ – густина рідини; d та δ – внутрішній діаметр та товщина стінки трубопроводу. При $T_s > T_f$ виникає непрямий гідравлічний удар. Підвищення тиску при прямому гідравлічному ударі визначається за формулою Жуковського

$$\Delta p_{уб} = \rho v_0 c, \quad (2.71)$$

де v_0 – швидкість руху рідини у трубопроводі до гідравлічного удару. При непрямому гідравлічному ударі підвищення тиску буде меншим

$$\Delta p'_{уб} = \Delta \frac{T_{ім}}{T_k}. \quad (2.72)$$

2.6.4 ГІДРАВЛІЧНИЙ ТАРАН

Підвищення тиску при гідравлічному ударі можна використати, наприклад, для підйому води з допомогою гідравлічного тарана (рис. 2.18), при цьому частину води, яка надходить із водойми А з напором H_1 , можна

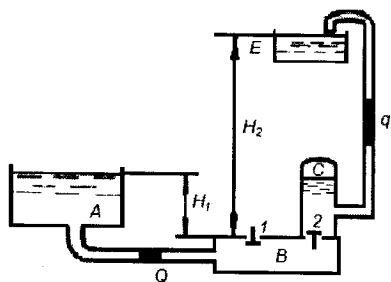


Рис. 2.18. Гідравлічний таран

підняти на висоту $H_2 > H_1$. Таран складається з робочої коробки В з ударним 1 і нагнітальним 2 клапанами та повітряного ковпака С на напірному трубопроводі. Під час відкриття ударного клапана 1 вода надходить з резервуара у коробку тарана. Завдяки тиску обтічного потоку ударний клапан закривається, і в коробці виникає гідравлічний удар. В результаті підвищення тиску відкривається нагнітальний клапан 2, частина води входить у повітряний ковпак, стискуючи повітря в ньому, а останній витискує після цього воду по напірному трубопроводу в резервуар Е на висоту H_2 . Внаслідок витиснення частини води тиск у робочій коробці зменшиться, і клапан 1 під дією власної маси знову відкриється. В цей час клапан 2 під дією тиску повітря в ковпаку буде закритим. Потім знову потік води закриває клапан 1 і цикл повторюється.

ККД тарана є відношенням корисної роботи до витраченої, тобто

$$\eta = \frac{\rho g q H_2}{\rho g q H_1} = \frac{q H_2}{Q H_1}, \quad (2.73)$$

де q – подача (витрата) тарана; Q – витрата, яка надходить у таран з водойми.

Висота нагнітання тарана може перебувати в межах $H_2 = (2...10)H_1$; при цьому подача $q = (0,4...0,07)Q$, а ККД $\eta = 0,85...0,4$. Гідравлічні тарани, які випускає промисловість, можуть піднімати воду на висоту до 60м при подачі до 20...22 л/хв.

2.7. ВИТІКАННЯ РІДИНИ ЧЕРЕЗ ОТВОРИ, НАСАДКИ ТА ДРОСЕЛІ ПРИ СТАЛОМУ НАПОРІ

У машинобудівній гідравліці розрізняють малі та великі отвори. Малим називають отвір, розміри якого значно менші (на порядок) в порівнянні зі значенням напору.

При витіканні через малий отвір в тонкій стінці (рис. 2.19, а) відбувається стиснення струменя, ступінь якого оцінюється коефіцієнтом стиснення

$$\varepsilon = \frac{S_c}{S}, \quad (2.74)$$

де S_c – площа поперечного перерізу струменя; S – площа отвору.

Насадки – це короткі трубки завдовжки 3..4 діаметра, які прикріплено до отвору для збільшення витрат або одержання компактного далекобійного струменя (рис. 2.19). Вони бувають циліндричними, конічними (збіжними або розбіжними), коноідальними (окресленими за формою витікаючого струменя) та ін. При витіканні рідини через насадки $\varepsilon = 1$, тому $S_c = S$, де S площа вихідного перерізу насадки.

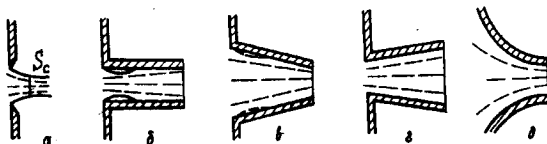


Рис. 2.19. Витікання рідини крізь отвори і насадки

При витіканні рідини через насадки та малі отвори в тонкій стінці при постійному напорі швидкість та витрата рідини визначаються за формулами

$$v = \varphi \sqrt{2g \left(H + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} \right)}; \quad (2.75)$$

$$Q = \mu S \sqrt{2g \left(H + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} \right)}, \quad (2.76)$$

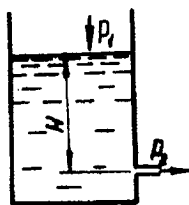


Рис. 2.20. Витікання рідини при постійному напорі

де φ – коефіцієнт швидкості; μ – коефіцієнт витрати; H – геометричний напір над центром ваги отвору (рис. 2.20); S – площа отвору; p_1 – тиск на вільній поверхні рідини, p_2 – тиск у середовищі, куди витікає рідина.

Коефіцієнт швидкості

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta}}, \quad (2.77)$$

де α – коефіцієнт кінетичної енергії; ζ – коефіцієнт опору. При витіканні з відкритого резервуара в атмосферу ($p_1 = p_2 = p_a$) формули (2.75) та (2.76) мають вигляд

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

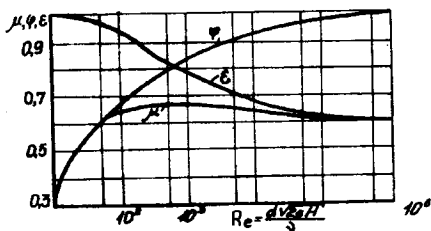


Рис. 2.21. Графіки залежностей коефіцієнтів опору, витрат та швидкості рідини від числа Рейнольдса

$$(2.78)$$

$$Q = \mu S \sqrt{2gH}. \quad (2.79)$$

У загальному випадку коефіцієнти μ , φ та ϵ залежать від числа Рейнольдса. На рис. 2.21 наведені ці залежності для малого отвору в тонкій стінці. В [1] наведені значення коефіцієнтів μ , φ та ϵ для отвору та насадок при великих числах Рейнольдса.

2.8. ВИТІКАННЯ РІДИНИ ЧЕРЕЗ ОТВОРИ ТА НАСАДКИ ПРИ ЗМІННОМУ НАПОРІ

Розглянемо витікання рідини з циліндричної посудини з вертикальними стінками, площа поперечного перерізу якої S , через отвір у дні з площею S_0 .

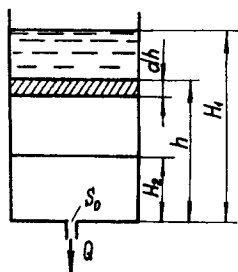


Рис. 2.22. Витікання рідини при змінному напорі

Будемо розглядати випадки, коли швидкість опускання рівня у резервуарі незначна, тому локальним прискоренням частинок рідини можна знехтувати, розглядаючи процес витікання за нескінченно малий проміжок часу як сталий.

Нехай H_1 – початковий напір рідини у посудині, H_2 – кінцевий напір, а h – деякий проміжний напір (рис. 2.22). Нехай за нескінченно малий відрізок часу dT рівень рідини опустився на dh . Об'єм рідини, що витікає з посудини через отвір у дні, можна визначити двома способами $dV = QdT = \mu S_0 \sqrt{2gh}dT$ та $dV = -Sdh$. Знак мінус поставлений внаслідок зниження напору ($dh < 0$).

Якщо зрівняти праві частини цих виразів та розділити змінні, одержуємо

$$dT = -\frac{S}{\mu S_0 \sqrt{2gh}} dh.$$

Час, за який напір зменшиться від значення H_1 до значення H_2 ,

$$T = -\frac{S}{\mu S_0 \sqrt{2g}} \int_{H_2}^{H_1} h^{-\frac{1}{2}} dh = \frac{2S}{\mu S_0 \sqrt{2g}} (\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2}) \quad (2.80)$$

Час повного спорожнювання посудини визначимо за умови, що $H_2 = 0$

$$T = \frac{2S\sqrt{H_1}}{\mu S^2 \sqrt{2g}} = \frac{2SH_1}{\mu S_0 \sqrt{2gH_1}} = \frac{2V_1}{Q_1}, \quad (2.81)$$

де $V_1 = S_1 H_1$ – початковий об'єм рідини у посудині; $Q_1 = \mu S_0$ початкова витрата рідини через отвір.

2.9. ОСНОВИ ТЕОРІЇ ПОДІБНОСТІ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

У гідравліці, як і у ряді інших наук широке застосування одержав метод моделювання, за якого досліджується не сам потік, споруда або машина, а їх моделі, виконані, звичайно, у зменшеному масштабі.

Щоб результати досліджень, отриманих на моделі, можна було перенести на натурний процес, обидва процеси мають бути подібними.

Достатніми умовами подібності є:

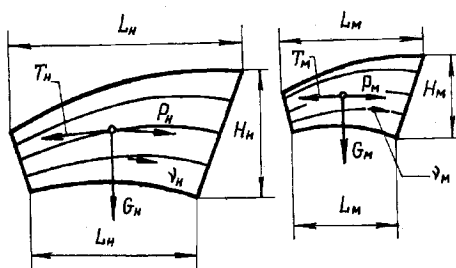


Рис. 2.23. Розміри природи та моделі при моделюванні гідравлічних процесів

1) геометрична

подібність, з якої випливає пропорційність однакових лінійних розмірів природи та моделі (рис. 2.23)

$$\frac{L}{L_m} = \frac{H}{H_m} = K_L = const, \quad (2.82)$$

де K_L – масштаб геометричної подібності (величини, що відносяться до природи, відзначаються індексом "н", до моделі –

індексом "м");

2) кінематична подібність – це пропорційність швидкостей в однакових точках моделі і природи при геометричній подібності ліній течій

$$\frac{v}{v_m} = \frac{L}{L_m} \frac{T}{T_m} = \frac{K_L}{K_T} = K_v = const, \quad (2.83)$$

де K_v – масштаб кінематичної подібності; K_T – масштаб часу.

3) динамічна подібність означає пропорційність сил, що діють на схожі елементи кінематично подібних потоків, та рівність кутів, що характеризують напрямки цих сил. На будь-яку частинку рідини у загальному випадку діють такі сили (рис. 2.23):

– сила ваги, пропорційна густині рідини ρ , прискоренню вільного падіння g та кубу лінійного розміру частинки L

$$G = mg = \rho g w \Rightarrow \rho g L^3; \quad (2.84)$$

– сила тиску, пропорційна величині гідродинамічного тиску p та квадрату лінійного розміру L

$$P = pS \Rightarrow pL^2; \quad (2.85)$$

– сила тертя, пропорційна в'язкості рідини μ , швидкості її руху v та характерному лінійному розміру частинки L

$$T = \mu \frac{dv}{dh} S \Rightarrow \mu L v. \quad (2.86)$$

Рівнодіюча цих сил згідно з другим законом Ньютона дорівнює добутку маси частинки на прискорення

$$|\vec{R}| = |\vec{G} + \vec{P} + \vec{T}| = ma = \rho W a \Rightarrow \rho L^3 \frac{v^2}{L} = \rho L^2 v^2. \quad (2.87)$$

Ця сила чисельно дорівнює силі інерції

$$|I| = |R| \Rightarrow \rho L^2 v^2. \quad (2.88)$$

Виходячи з умови динамічної подібності, відношення всіх пар подібних сил натури та моделі однакові

$$\frac{G}{G_{\cdot}} = \frac{P}{P_{\cdot}} = \frac{T}{T_{\cdot}} = \frac{R}{R_{\cdot}} = \frac{I}{I_{\cdot}} = K_F = const, \quad (2.89)$$

де K_F – масштаб сил – число, що показує, у скільки разів сили у натурі більші відповідних сил у моделі.

З останнього співвідношення отримаємо умови динамічної подібності

$$\frac{I_n}{G_n} = \frac{I_m}{G_m}; \quad \frac{v_n^2}{g_n L_n} = \frac{v_m^2}{g_m L_m}; \quad Fr_n = Fr_m; \quad (2.90)$$

$$\frac{I}{T} = \frac{I_{\cdot}}{T_{\cdot}}; \quad \frac{\rho v L}{\mu} = \frac{\rho_{\cdot} v_{\cdot} L_{\cdot}}{\mu_{\cdot}}; \quad Re_n = Re_{\cdot}; \quad (2.91)$$

$$\frac{I_n}{P_n} = \frac{I_m}{P_m}; \quad \frac{\rho_n v_n^2}{\rho_n} = \frac{\rho_m v_m^2}{\rho_m}; \quad Eu_n = Eu_m, \quad (2.92)$$

де $Fr = \frac{v^2}{gL}$ – число Фруда – співвідношення між силами інерції та силами ваги;

$Re = \frac{vL}{\nu}$ – число Рейнольдса – співвідношення між силами інерції та силами тертя;

$Eu = \frac{\rho v^2}{p}$ – число Ейлера – співвідношення між силами інерції та силами тиску.

Оскільки одночасне виконання умов (2.90)...(2.92) на практиці важко здійснити, то при моделюванні обмежуються вимогою подібності тільки найбільш істотних сил для умов конкретного випадку.

Якщо домінуючими є сили ваги (рух води через гідротехнічні споруди), то добиваються рівності чисел Фруда натурн та моделі. ($Fr_n = Fr_m$). Якщо головними є сили тертя (наприклад, у напірних потоках), то добиваються рівності тільки чисел Рейнольдса натурн та моделі ($Re_n = Re_m$).

При більших значеннях Re силами ваги та в'язкісного тертя у турбулентному потоці можна знехтувати в порівнянні з силами інерції частинок рідини (інерційні потоки, зона турбулентної автомодельності). Співвідношення масштабів подібності при різних законах моделювання наведені у табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Коефіцієнти подібності для моделювання

Коефіцієнти подібності для		Моделювання за числом		Моделювання інерційних потоків
		Re	Fr	
довжини	$K_T = \frac{T_1}{T_2}$	K_L	K_L	K_L
часу	$K_t = \frac{L_1}{L_2}$	$\frac{K_L^2}{K_v}$	$K_L^{0.5}$	$\frac{K_L}{K_v}$
швидкостей	$K_v = \frac{v_1}{v_2}$	$\frac{K_v^2}{K_L}$	$K_L^{0.5}$	K_v
прискорень	$K_a = \frac{a_1}{a_2}$	$\frac{K_v^2}{K_L^3}$	1	$\frac{K_v^2}{K_L}$
витрат	$K_Q = \frac{Q_1}{Q_2}$	$K_v K_L$	$K_L^{2.5}$	$K_v K_L^2$
сил	$K_F = \frac{F_1}{F_a}$	$K_\rho K_v^2$	$K_\rho K_L^3$	$K_\rho K_v^2 K_L^3$
кінематичних в'язкостей	$K_2 = \frac{V_1}{v_2}$	K_v	–	–
перепадів п'езометричних рівнів, втрат напорів, K_h		$\left(\frac{K_v}{K_L}\right)^2$	K_L	K_v^2

Розглядаючи рух рідини з урахуванням її стисливості (наприклад, піни) або газу, використовують число Маха

$$M = \frac{v}{C} = const, \quad (2.93)$$

де C – швидкість звуку в рідині або газі.

Існують також інші критерії подібності гідромеханічних процесів, наприклад, число Вебера We (при переважній дії сил поверхневого натягу), число Струхаля St (в умовах несталого руху).

Контрольні питання для самоперевірки

1. Які тіла називають рідинами?
2. Яка буває в'язкість рідини?
3. Що називається питомою масою рідини?
4. Що таке коефіцієнт об'ємного стиснення?
5. Що називають в'язкістю рідин та газів?
6. Що називають кількістю руху та зміною кількості руху?
7. Як динамічна та кінематична в'язкості зв'язані з температурою рідини чи газу?
8. Який рух рідини називають усталеним (стаціонарним), а який - неусталеним (нестационарним)?
9. Що таке трубка течії й елементарна струминка?
10. Запишіть рівняння нерозривності потоку.
11. Які сили діють на рідини, що перебувають у спокої?
12. Які властивості гідростатичного тиску в точці?
13. Як записати систему рівнянь Ейлера для гідростатики?
14. Що називають основним рівнянням гідростатики в диференціальній формі?
15. Що називається манометричним, вакуумметричним і абсолютним тисками?
16. Що називають п'єзометричною висотою?
17. Що називають п'єзометричним напором?
18. Що називають відносним спокоєм рідини?
19. Як визначити силу тиску рідини на плоску поверхню?
20. Основні умови подібності гідравлічних явищ.
21. Що являє собою теорія розмірності? На чому вона ґрунтується?
22. Що таке середня швидкість потоку? Як її визначити через витрату рідини?
23. Яка частина рівняння Бернуллі характеризує потенціальну, а яка частина - кінетичну енергії?
24. Що називають гідравлічним і п'єзометричним уклонами?

РОЗДІЛ 3 ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ

3.1. ОСНОВНІ ВИЗНАЧЕННЯ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН

Гідравлічна машина – це машина, яка перетворює механічну енергію в енергію потоку рідинного середовища як носія енергії або навпаки. До гідравлічних машин відноситься широке коло машин, механізмів та пристроїв. Переважно це насоси, гідродвигуни та гідроперетворювачі. Проте часто у це поняття входять і гідродинамічна передачі.

Гідродинамічною передачею називається пристрій для передачі механічної енергії за рахунок зміни моменту кількості руху робочої рідини, шляхом взаємодії потоку рідини та робочих органів гідравлічних машин, що знаходяться в одному корпусі.

Всі гідромашини – насоси, гідродвигуни, а також гідропередачі – за принципом дії поділяються на динамічні та об'ємні. Для робочого процесу динамічних гідромашин характерні великі швидкості руху їхніх робочих органів (а, значить, і рідини). В робочому процесі динамічної машини основна частина підведеної енергії передається рідині, шляхом динамічного впливу рухомих робочих органів машини на потік. В об'ємних гідромашинах великі швидкості робочих органів (та рідини) не обов'язкові, оскільки головну роль у їхньому робочому процесі відіграє тиск рідини. В об'ємних гідромашинах є одна або декілька робочих камер, об'єми яких при роботі гідромашини періодично змінюються. Об'ємні гідромашини ще називаються статичними, тому що вони діють за принципом витіснення рідини

До динамічних насосів відносяться: лопатеві насоси (відцентрові і осьові); тертя та інерції (вихрові та струменеві); електромагнітні. До об'ємних насосів відносяться: зворотно-поступальні (поршневі, плунжерні та діафрагменні насоси; роторні: шестеренні, роторно-поршневі (радіально-поршневі і аксіально-поршневі з похилим блоком циліндрів або з похилою шайбою), пластинчасті, гвинтові та ін. насоси.

До об'ємних гідродвигунів відносяться: сисиллові гідроциліндри; моментні гідроциліндри; гідромотори.

До динамічних гідродвигунів відносяться гідротурбіни (осьові та відцентрові).

3.2. ТЕХНІЧНІ ПОКАЗНИКИ ТА ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОМАШИН

До основних технічних показників гідромашин відносяться об'ємна подача, робочий об'єм, напір, тиск, потужність та коефіцієнт корисної дії (ККД) гідромашини.

Об'ємна (реальна) подача насоса Q – це відношення об'єму рідини, що подається, до часу. Ідеальна подача насоса Q_i – це сума подачі та об'ємних втрат насоса. Робочий об'єм насоса V_0 (для об'ємних насосів) – це різниця найбільшого та найменшого значень замкненого об'єму за один оберт або подвійний хід робочого органа насоса. Напір насоса H – величина, що визначається залежністю

$$H = \frac{P}{\rho g},$$

де p – тиск насоса; ρ – густина рідини; g – прискорення вільного падіння.

При розв'язанні практичних задач напір насоса визначають за формулами

$$H = (z_k - z_n) + \frac{p_k - p_n}{\rho g} + \frac{v_k^2 - v_n^2}{2g}, \quad (3.1)$$

або

$$H = \frac{p_{ман} + p_{вак}}{\rho g} + \Delta z + \frac{v_k^2 - v_n^2}{2g}, \quad (3.2)$$

де z_k та z_n – висоти центрів ваги перерізів вихідних та вхідних патрубків насоса; p_k та p_n – тиск на виході та на вході у насос; v_k та v_n – швидкість рідини на виході та на вході у насос; $p_{ман}$ та $p_{вак}$ – тиск на виході і вакуум на вході у насос; Δz – відстань по вертикалі між точкою з'єднання вакуумметра та центром манометра (рис. 3.1).

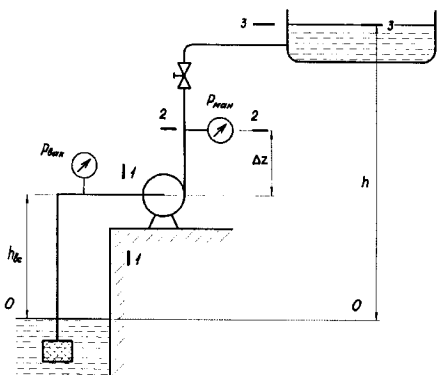


Рис. 3.1. Схема насосної установки

або

$$\Delta p_{зм} = \rho g 2H_{зм}, \quad (3.4)$$

де p_1 та p_2 – тиск на вході та виході гідромотора.

Ідеальна подача рідини визначається геометричними розмірами та частотою обертання (швидкістю руху) робочих органів, а також конструктивними факторами:

Тиск насоса p – це величина, що визначається залежністю

$$p = p_k - p_n + \frac{\rho}{2}(v_k^2 - v_n^2) + \rho g(z_k - z_n).$$

Напір рідини $H_{зм}$, який сприймається гідромотором, визначається з виразу (3.1) з тією різницею, що вхід вважається виходом, а вихід – входом.

Перепад тиску у гідромоторі

$$\Delta p_{зм} = p_1 - p_2 \quad (3.3)$$

- для динамічних насосів

$$Q_i = kR_2 n, \quad (3.5)$$

де k – конструктивний параметр; R_2 – радіус робочого колеса на виході потоку рідини; n – частота обертання робочого колеса;

- для об'ємних насосів

$$Q_i = V_0 n, \quad (3.6)$$

де V_0 – робочий об'єм насоса.

Корисна потужність насоса N_k – це потужність, що передається насосом рідині

$$N_k = pQ = \rho g QH. \quad (3.7)$$

Потужність, що споживається насосом,

$$N = M\omega, \quad (3.8)$$

де M – крутний момент на валу насоса; ω – кутова швидкість обертання валу.

Потужність насоса N більша корисної потужності N_k внаслідок неминучих втрат усередині насоса. Ефективність конструкції визначається ККД насоса – відношенням корисної потужності до потужності насоса:

$$\eta = \frac{N_k}{N} = \frac{\rho g QH}{M\omega} = \frac{pH}{M\omega}. \quad (3.9)$$

З виразів (3.7) та (3.9) виходить, що

$$N = \frac{\rho g QH}{\eta} = \frac{pQ}{\eta}. \quad (3.10)$$

Залежність (3.10) дає можливість підібрати двигун для приводу насоса та розрахувати потужність, необхідну для його роботи.

Для гідромоторів вирази для потужності дещо інші.

Корисна потужність гідромотора

$$N_k = M_{вм}\omega, \quad (3.11)$$

де $M_{вм}$ – момент на вихідній ланці гідромотора; ω – кутова швидкість вихідної ланки (вала).

Потужність гідромотора

$$N = \rho g QH_{вм} = \Delta p_{зм} Q, \quad (3.12)$$

де $\Delta p_{зм}$ – перепад тисків у гідромоторі з виразу (3.4).

Об'ємні витрати Q гідромотора завжди більші ніж ідеальні витрати Q_i , оскільки на відміну від насоса об'ємні втрати гідромотора направлені у той же бік, що і основний потік рідини. Тому об'ємний ККД гідромотора матиме вигляд:

$$\eta_{о.зм} = \frac{Q_i}{Q} = \frac{Q_i}{Q_i + q_{вит}}, \quad (3.13)$$

де $q_{вит}$ – об'ємні втрати у гідромоторі (витікання).

ККД гідромотора

$$\eta_{zm} = \frac{N_k}{N} = \frac{M_{zm}\omega}{\Delta p_{zm}Q}. \quad (3.14)$$

Частота обертання n валу гідромотора може бути розрахована за формулами (3.6) та (3.13):

$$n = \frac{Q}{V_0} \eta_{o,zm}. \quad (3.15)$$

Крутний момент M гідромотора:

- ідеальний

$$M_i = \frac{\Delta p_{zm} V_0}{2\pi}; \quad (3.16)$$

- дійсний

$$M = \frac{\Delta p_{zm} V_0}{2\pi} \eta_{m,zm}, \quad (3.17)$$

де $\eta_{m,zm}$ – механічний ККД гідромотора.

Для гідроциліндрів потужність визначається за формулою (3.12), а корисну потужність знаходять з виразу

$$N_k = Rv, \quad (3.18)$$

де R – сила на штоку гідроциліндра; v – швидкість штоку.

Зусилля на штоку гідроциліндра – це добуток перепаду тиску на поршні Δp_u на ефективну площу поршня S , H :

$$R = \Delta p_u S. \quad (3.19)$$

Швидкість переміщення штока гідроциліндра – це частка від витрат в гідроциліндрі Q та ефективну площу поршня S , m/s :

$$v = \frac{Q}{S}. \quad (3.20)$$

ККД гідроциліндра

$$\eta_y = \frac{N_k}{N} = \frac{Rv}{N}. \quad (3.21)$$

Втрати потужності у гідромашинах прийнято розділяти на три види та оцінювати відповідним ККД. Для насосів, наприклад, розрізняють:

- гідравлічний ККД η_g , що є відношенням корисної потужності насоса до суми корисної потужності та потужності, витраченої на подолання гідравлічних опорів у насосі;
- механічний ККД η_m – це величина, що виражає відносну частку механічних втрат у насосі;
- об'ємний ККД η_o – відношення корисної потужності насоса до суми корисної потужності та потужності, витраченої з витіканнями рідини.

ККД гідромашини (гідроприводу) – це добуток трьох вищезазначених ККД:

$$\eta = \eta_g \eta_m \eta_o. \quad (3.22)$$

Аналогічно визначаються відповідні ККД гідродвигунів.

Робота гідромашин супроводжується втратами енергії, які складаються із об'ємних, механічних і гідравлічних витрат. Об'ємні витрати характеризуються об'ємним ККД, який дорівнює відношенню дійсної подачі до теоретичної

$$\eta_{об} = \frac{Q_d}{Q} = 1 - \frac{\Delta Q_d}{Q}. \quad (3.23)$$

Механічні втрати є наслідком тертя деталей гідромашин між собою. Механічний ККД визначається за законами деталей машин. Гідравлічні витрати виникають при терті робочої рідини об стінки гідроелементів, а також внаслідок внутрішнього тертя в рідині:

$$\eta_{г} = \frac{P_H}{P_H - \Delta P_H} = 1 - \frac{P_H}{\Delta P_H}. \quad (3.24)$$

Характеристикою гідравлічної машини називають графічну залежність основних технічних показників (об'ємної подачі, ККД тощо) від тиску при постійних значеннях частоти обертання, в'язкості та густини робочої рідини на вході у насос.

Типова характеристика роторного насоса (рис. 3.2, а) – це залежність Q від p – спадаюча крива, оскільки зі збільшенням тиску збільшуються витікання рідини через зазори. В ряді випадків характеристику роторного насоса представляють у вигляді залежності p , N , η від Q .

Характеристикою гідромотора називають залежність частоти обертання вала n від витрат Q при постійному перепаді тисків (рис. 3.2, з).

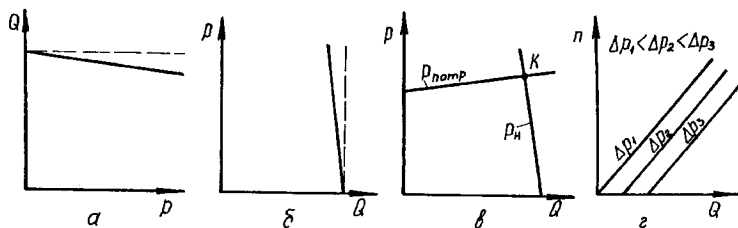


Рис. 3.2. Характеристики гідромашин

Ця залежність представляє собою практично пряму лінію. При $p_{ам} = 0$ гідромотор працює у режимі холостого ходу, а характеристика проходить через початок координат. При підвищенні тиску збільшуються витрати у гідромоторі.

3.3. ГІДРАВЛІЧНІ НАСОСИ

Насос – це машина для створення потоку рідини, яка перетворює механічну енергію приводу насоса у кінетичну енергію та енергію тиску

рідини. Робота насоса характеризується його подачею, напором, потужністю, коефіцієнтом корисної дії та частотою обертання.

У динамічному насосі рідина переміщується під силовим впливом на неї у камері, що постійно зв'язана з входом та виходом насоса.

Для об'ємного насоса характерним є те, що рідина в ньому переміщується шляхом періодичної зміни об'єму камери, яку вона займає, поперемінно з'єднуючись із входом та виходом насоса.

Повна класифікація гідронасосів представлено на рис. 3.3.



Рис. 3.3. Класифікація насосів

Динамічні насоси за силами, що діють на рідину, поділяють на лопатеві, електромагнітні та насоси тертя.

Лопатевий насос – це динамічний насос, у якому рідина переміщується шляхом обтікання лопаті. У насосах електромагнітних та тертя рідина переміщується під впливом відповідно електромагнітних сил та сил тертя.

За напрямком руху рідини розрізняють динамічні насоси: відцентрові та осьові.

Відцентровим називають лопатевий насос, у якому рідина переміщується через робоче колесо від центра до периферії.

До осьових відносять лопатеві насоси, у яких рідина переміщується через робоче колесо у напрямку його осі.

За вищезазначеною ознакою у стандартній класифікації виділяються такі насоси тертя:

- вихрові, у яких рідина переміщається від периферії робочого колеса у тангенціальному напрямку;
- вільновихрові, у яких рідина переміщається переважно поза робочим колесом від центра до периферії;
- черпакові, у яких рідина переміщається через відвід від периферії до центра;
- похило-дисккові, у яких рідина переміщається від центра до периферії похилого диску, що обертається;
- вібраційні, у яких рідина переміщається у процесі зворотно-поступального руху;
- шнекові, у яких рідина переміщається через гвинтовий шнек у напрямку його осі;
- дисккові, у яких рідина переміщається через робоче колесо від центра до периферії;
- струминні, у яких рідина переміщається зовнішнім потоком іншої рідини.

Об'ємні насоси за характером руху робочих органів поділяють на роторні, крильчасті та зворотно-поступальні. Роторним називають об'ємний насос з обертальним або оберտальним та зворотно-поступальним рухом робочих органів незалежно від характеру руху ведучої ланки насоса. Крильчасті насоси відрізняє зворотно-поворотний рух, а зворотно-поступальні насоси – прямолінійний зворотно-поступальний рух робочих органів незалежно від характеру руху ведучої ланки.

За останньою ознакою, роторні насоси бувають роторно-поворотними (з обертальним та зворотно-поворотним рухом робочих органів), роторно-поступальними (з обертальним та зворотно-поступальним рухом робочих органів) та роторно-обертальними (з обертальним рухом робочих органів).

В залежності від напрямку переміщення рідини у групі роторно-обертальних насосів виділяють:

- зубчасті насоси, у яких рідина переміщується у площині, перпендикулярній до осі обертання робочих органів;
- гвинтові – з переміщенням рідини вздовж осі обертання робочих органів.

За видом робочих органів роторно-поступальні насоси діляться на шибєрні (з робочими органами у вигляді шибєрів) та роторно-поршневі (з робочими органами у вигляді поршнів або плунжерів).

Стандарт передбачає класифікацію насосів і за іншими ознаками.

Оскільки між порожнинами всмоктування і нагнітання в об'ємних насосах не існує прямого з'єднання, такі насоси дуже добре пристосовані для роботи в умовах високого тиску в гідросистемі. Таким чином, вони ідеальні для застосування в гідроприводі.

При виборі типу насоса необхідно приймати до уваги наступні критерії: тип робочої (експлуатаційної) рідини; необхідний діапазон робочих тисків; очікувану величину інтервалу частот обертання; значення мінімальної і максимальної робочих температур; найбільше та найменше значення

в'язкості робочої рідини; зручність встановлення (підключення трубопроводів); вид приводу (зчеплення, тощо); очікуваний термін роботи; максимальний рівень шуму; можливість сервісного обслуговування.

Для того, щоб представити гідравлічні системи у вигляді графічних схем, використовуються прості графічні символи (умовні позначення) для різних компонентів систем.

Гідронасоси зображуються у вигляді кола з приводним валом та трикутниками усередині (рис. 3.4). Трикутники усередині кола показують напрям потоку рідини. Для гідравліки ці трикутники закриті.

Джерело гідравлічної енергії

Гідронасоси з постійним робочим об'ємом

Нереверсивний (а) та реверсивний (б) нерегульований

Нереверсивний (в) та реверсивний (г) регульований

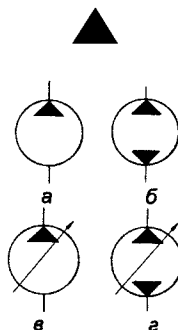


Рис. 3.4. Умовне позначення насосів

3.3.1. ВІДЦЕНТРОВІ НАСОСИ

Відцентрові насоси відносяться до типу лопатевих насосів динамічної дії. Основною частиною насоса є робоче колесо, оснащене лопатями. Енергія від робочого колеса передається рідині шляхом динамічної взаємодії лопатей колеса з рідиною, що їх обтікає. На рис. 3.5 зображена найпростіша схема одноступінчастого відцентрового насоса консольного типу.

Проточна частина насоса складається з трьох основних елементів: робочого колеса 1, підвода 2 та спірального відводу 3. По підводу рідина надходить у робоче колесо зі всмоктувального трубопроводу.

Робоче колесо складається з двох дисків, між якими знаходяться лопаті, зігнуті у бік, протилежний напрямку обертання колеса. При обертанні колеса

рідина безперервно відкидається під дією відцентрових сил у спіральний відвід зі збільшеною швидкістю та підвищеним тиском.

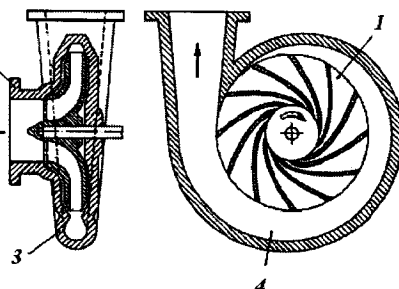


Рис. 3.5. Відцентровий насос

Спіральний відвід має завиткову форму та призначений для уловлювання рідини, що виходить з колеса та часткового перетворення її кінетичної енергії у енергію тиску. Подальше перетворення кінетичної енергії відбувається у дифузорі 4, який встановлюється на відводі.

Рух частинок рідини у робочому колесі складається з переносного руху (обертання разом з робочим колесом) та відносного руху вздовж лопатей. Швидкість переносного руху u перпендикулярна до радіуса колеса, швидкість відносного руху ω при нескінченній кількості лопатей спрямована по дотичній до профілю лопаті.

Абсолютна швидкість v дорівнює геометричній сумі складових, тобто $\vec{v} = \vec{u} + \vec{\omega}$ (рис. 3.6).

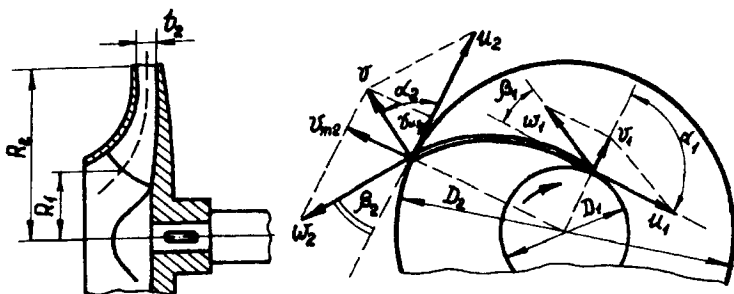


Рис. 3.6. Схема руху рідини у відцентровому насосі

Кут між векторами швидкостей \vec{v} та \vec{u} позначимо через α , а між дотичною до лопатей та прилеглою до кола – через β . Величини, що відносяться до входу на лопать, будемо позначати індексом 1, до виходу – індексом 2.

Можна розкласти абсолютну швидкість v на дві взаємно перпендикулярні складові: v_u – колову складову абсолютної швидкості та v_m – меридіональну складову (проекцію абсолютної швидкості на площину), яка проходить через вісь колеса і точку, що розглядається. Ця площина називається меридіональною.

Приймаючи розподіл меридіональних швидкостей по ширині робочого колеса рівномірним, вираз для витрати рідини, що протікає через робоче колесо буде визначатися наступною залежністю:

$$Q = v_{m2} S_2 \psi_2 \eta_o = 2\pi R_2 b_2 \psi_2 \eta_o v_{m2}, \quad (3.25)$$

де $S_2 = 2\pi R_2 b_2$ – площа нормального перерізу меридіонального потоку; b_2 – ширина робочого колеса на виході (рисунок 3.4); η_o – об'ємний ККД; ψ_2 – коефіцієнт обмеження потоку на виході з робочого колеса, що визначається за емпіричною формулою

$$\psi_2 = 1 - \frac{z\delta}{2\pi R_2 \sin \beta_2}, \quad (3.26)$$

де z – кількість лопатей; δ – товщина лопаті.

Використовуючи теорему про зміну моменту кількості руху та допускаючи, що робоче колесо має нескінченно велику кількість лопатей, товщина яких дорівнює нулю, і що відсутні втрати потужності у насосі, одержуємо рівняння відцентрового насоса – формулу для визначення ідеального напору при постійній частоті обертання:

$$H_{\infty} = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2 - v_1 u_1 \cos \alpha_1}{g} = \frac{v_{u2} u_2 - v_{u1} u_1}{g}. \quad (3.27)$$

Підводи багатьох конструкцій, наприклад, прямовисний конфузор не загвинчують потік ($\alpha_1 = 90^\circ$). У цьому випадку:

$$H_{\infty} = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{v_{u2} u_2}{g}. \quad (3.28)$$

Дійсний напір насоса визначається із врахуванням кінцевої кількості лопатей та втрат напору

$$H = \frac{v_2 u_2 \cos \alpha_2}{g} \eta_e k_z, \quad (3.29)$$

де η_e – гідравлічний ККД насоса; а k_z – безрозмірний коефіцієнт впливу кінцевого числа лопатей, що визначається за формулою

$$k_z = \frac{1}{1 + \frac{2\varphi}{z \left[1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right]}}, \quad (3.30)$$

де φ – коефіцієнт, що враховує вплив напрямного апарата ($\varphi = 0,8 \dots 1,0$ за наявністю напрямного апарата, $\varphi = 1,0 \dots 1,3$ – за його відсутності); z – кількість лопатей.

Обертальний момент на валу насоса:

$$M = \frac{N_T}{\omega} = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H_{\text{ном}}}{\omega} = \frac{G \cdot g \cdot H_{\text{ном}}}{\omega},$$

де ρ – густина робочої рідини, кг/м^3 ; ω – кутова швидкість ротора насоса, с^{-1} ; G – маса рідини, кг .

Робочими характеристиками насоса називаються залежності напору, потужності, ККД та допустимої вакуумметричної висоти всмоктування від подачі при постійній частоті обертання робочого колеса (рис. 3.7). Характеристики насоса можуть бути одержані тільки дослідним шляхом.

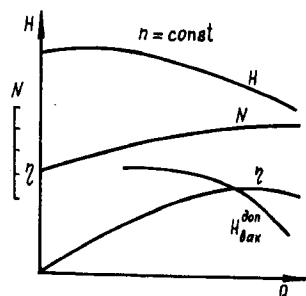


Рис. 3.7. Робоча характеристика відцентрового насоса

Існує два види маркування відцентрових насосів:

- **перший** – 8K18, де перша цифра – діаметр вхідного патрубку в мм, зменшений в 25 разів; буква – характеризує тип насоса; наступні цифри – це коефіцієнт швидкохідності, зменшений в 10 разів;
- **другий** - K 20/18, де велика літера означає тип насоса; перше число – подача насоса (м³/год); друге число – напір (м).

Типи насосів бувають: К – консольний, Д – з двостороннім входом, А – артезіанський, Х – хімічний, З – землесоси, Н – насос.

В табл. 3.1 представлено параметри деяких відцентрових насосів.

Таблиця 3.1

Характеристика відцентрових насосів типу К

Марка насоса	Подача		Напір, м	Потужність, кВт	ККД, %	Допустимий кавітаційний запас напору, м	Частота обертання, хв ⁻¹ (с ⁻¹)
	м ³ /год	л/с					
K50-32-125	8,0	2,2	21	1,1	45	3,4	2900(48)
	12,5	3,5	20	1,3	55	3,5	2900(48)
K65-50-160	16,2	4,5	35	3,0	52,5	3,3	2900(48)
K80-65-160	36	10,0	34	5,2	62	3,9	2900(48)
K80-50-200	32	8,9	55	9,0	58	3,1	2900(48)
K100-80-160	70	19,4	36	10,0	70	3,1	2900(48)
K100-65-200	72	20,0	55	16,0	68	3,3	2900(48)
	130	36,0	39	21,0	65	6,3	2900(48)
K100-65-250	72	20,0	86	25,0	63	4,0	2900(48)
	100	27,8	80	32,0	67	4,5	2900(48)
KK150-125-250	120	33,4	23	10,0	69	2,6	1450(24)
	240	66,7	17	14,0	75	5,3	1450(24)

Теоретичне вирішення багатьох питань, зв'язаних з рухом в'язких рідин в проточній частині насосів, ще не знайдені, а тому при конструюванні та виготовленні нових зразків насосів нез'ясовані питання відпрацьовуються на моделях.

Залежності отримані на моделях переносяться на натурну машину за законами гідродинамічної подібності. На основі цих законів здійснюється також перерахунок характеристик насоса на інші частоти обертання.

Відцентрові насоси звичайно працюють при більших значеннях чисел Рейнольдса, тобто у сфері автомодельності, коли для гідродинамічної подібності досить тільки геометричної та кінематичної подібності.

Кінематична подібність виражається у подібності паралелограмів швидкостей у будь-яких подібних точках природи та моделі (рис. 3.8):

$$\frac{v_{2H}}{v_{2M}} = \frac{\omega_{2H}}{\omega_{2M}} = \frac{v_{M2H}}{v_{M2M}} = \frac{u_{2H}}{u_{2M}} = \frac{\pi D_H n_H}{\pi D_M n_M} = \frac{60}{60} = \frac{D_H}{D_M} \cdot \frac{n_H}{n_M} = K_L \frac{n_H}{n_M} = const, \quad (3.31)$$

де $K_L = \frac{D}{D_1}$ – масштаб геометричної подібності (число, що показує, у скільки разів геометричні розміри у натурі відрізняються від відповідних розмірів у моделі); n_H та n_M – відповідно частота обертання робочого колеса у натурі та у моделі.

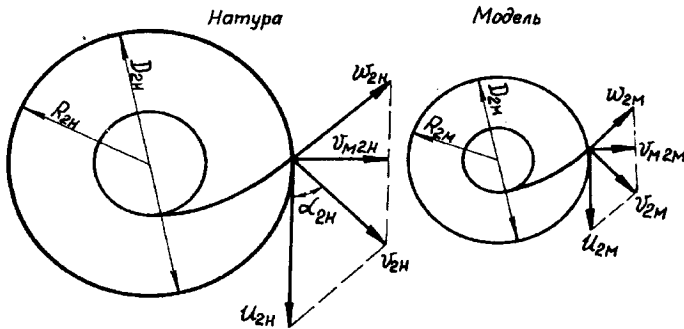


Рис. 3.8. Схема для визначення кінематичної подібності насосів

Враховуючи, що об'ємні, гідравлічні та загальні ККД у натурі та моделі приблизно однакові ($\eta_{вн} = \eta_{вм}$, $\eta_H = \eta_{H_1}$), із формул (3.25), (3.28) і (3.31) маємо

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{v_{2H} \cdot 2\pi R_{2H} \cdot b_2 \cdot \psi_2 \cdot \eta_{2H}}{v_{2M} \cdot 2\pi R_{2M} \cdot b_2 \cdot \psi_2 \cdot \eta_{2M}} = K_L^3 \frac{n_H}{n_M} \quad (3.32)$$

Оскільки коефіцієнти обмеження ψ_{2H} , ψ_{2M} та коефіцієнти k_{2H} , k_{2M} для геометрично подібних насосів однакові, тоді

$$\frac{H_H}{H_M} = \frac{\frac{v_{u2H} u_{2H}}{g} \eta_{2H} k_{2H}}{\frac{v_{u2M} u_{2M}}{g} \eta_{2M} k_{2M}} = K_L^2 \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^2 \quad (3.33)$$

$$\frac{N_H}{N_M} = \frac{\frac{\rho_H g Q_H H_H}{\eta_H}}{\frac{\rho_M g Q_M H_M}{\eta_M}} = \frac{\rho_H}{\rho_M} K_L^5 \left(\frac{n_H}{n_M} \right)^3 \quad (3.34)$$

Для двох однакових насосів ($K_L = 1$), які працюють з різною частотою обертання та перекачують рідину однакової густини матимемо

$$(3.35)$$

Залежності (3.35) називають законами пропорційності відцентрових насосів. За ними здійснюється перерахунок робочих характеристик насоса на іншу частоту обертання.

Нехай задані характеристики насоса при частотах обертання n_1 та n_2 (рис. 3.9). Подібні режими, що визначаються точками 1 та 2, лежать на квадратичній параболі, яка проходить через початок координат та описується рівнянням, яке отримано з наступних співвідношень:

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{Q_1^2}{Q_2^2}, \text{ або } \frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2} = \dots = \frac{H_n}{Q_n^2}, \text{ або } H = kQ^2.$$

Останній вираз є рівнянням параболи подібних режимів (штрихова лінія на рис. 3.9). Закони пропорційності (3.35) справедливі тільки для точок, що лежать на цій кривій. Критерієм подібності відцентрових насосів є коефіцієнт швидкості

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (3.36)$$

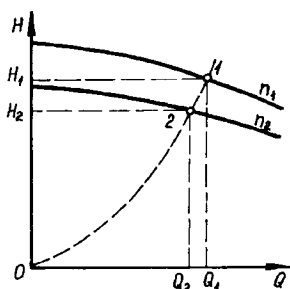


Рис. 3.9. Графічна характеристика подібних режимів

Коефіцієнт швидкості характеризує здатність насоса створювати напір («напороздатність») та забезпечувати подачу («подачоздатність»). Чим більший n_s , тим менша «напороздатність» та більша «подачоздатність» насоса. За величиною коефіцієнта швидкохідності відцентрові насоси поділяють на тихохідні ($n_s = 40 \dots 80$), нормальні ($n_s = 80 \dots 150$), швидкохідні ($n_s = 150 \dots 300$). В табл. 3.2 схематично зображено відцентрові насоси з різними коефіцієнтами

швидкохідності та їхні характеристики.

Якщо двигун насоса нерегульований, а необхідно одержати режим роботи, відповідний точці A' з координатами Q' та H' , яка не лежить на характеристиці насоса (рис. 3.10), то застосовують обточування робочого колеса по зовнішньому діаметру. При цьому крива $H = f(Q)$ опускається донизу і при деякому значенні діаметра D' пройде через задану режимну точку A' .

Для розрахунку характеристики насоса, що одержується після обточування робочого колеса, застосовуються емпіричні формули

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{D'}{D}; \quad \frac{H'}{H} = \left(\frac{D'}{D}\right)^2, \quad (3.37)$$

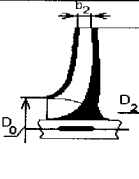
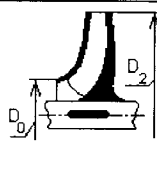
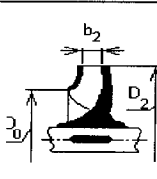
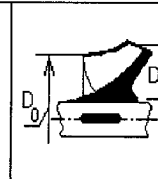
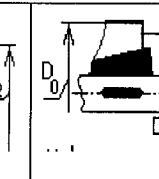
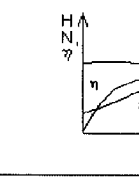
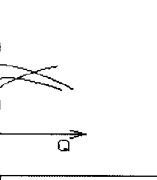
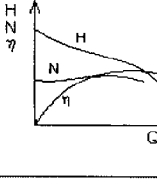
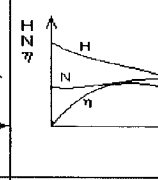
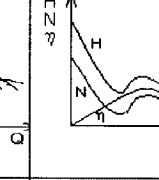
Рис. 3.10. Зміна робочої характеристики відцентрового насоса при обточуванні робочого колеса

у яких D , Q та H — відповідно зовнішній діаметр, подача та напір

насоса з необточеним робочим колесом; D' , Q' та H' – те саме для насоса з обточеним робочим колесом.

Таблиця 3.2

Типи відцентрових насосів

				
				
тихохідні $D_2/D_0=2,5$ $n_s = 40...80$	нормальні $D_2/D_0=2$ $n_s = 80...150$	швидкохідні $D_2/D_0=1,8...1,4$ $n_s = 150...300$	діагональні $D_2/D_0=1,2...1,1$ $n_s = 300...600$	пропелерні $D_2/D_0=0,8$ $n_s = 600...1200$
Лопатки циліндричні	Лопатки подвійної циліндричності на вході та циліндричні на виході		Лопатки подвійної циліндричності	

З рівнянь (3.37) виходить, що

$$\frac{H'}{Q'^2} = \frac{H}{Q^2} = k = const. \quad (3.38)$$

Таким чином режими A та A' , що задовольняють рівняння (3.37), лежать на квадратичній параболі, яку називають параболою обточування. Допустима величина обточування робочого колеса обирається в залежності від коефіцієнта швидкохідності насоса:

N_s	60	120	200	300	350	400
$\frac{D-D'}{D}$	0,20	0,15	0,11	0,09	0,07	0,00

Насос доцільно експлуатувати тільки у сфері високих ККД (ділянка BC на рис. 3.10). Криволінійний чотирикутник $BCED$, обмежений характеристиками насоса з необточеним робочим колесом (крива $H' = f(Q)$) та з максимально обточеним робочим колесом (крива $H' = f(Q)$) і параболою обточок, що проходять через точки B та C , називають робочим полем насоса. Режими, що лежать у межах цього чотирикутника, є робочими.

3.3.2. РОБОТА ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА НА ТРУБОПРОВІД

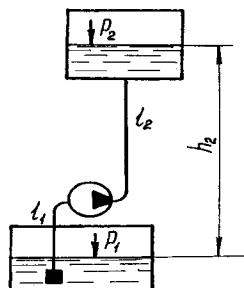


Рис. 3.11. Насосна установка

Якщо насос подає рідину по трубопроводу заданих геометричних розмірів на висоту h_2 з приймального резервуара у напірний, з тисками на поверхні рідини відповідно p_1 та p_2 (рис. 3.11), то його напір має бути достатнім для підйому рідини на задану висоту, подолання різниці тисків у резервуарах та всіх гідравлічних опорів, які, як відомо, залежать від швидкості руху рідини, а отже, і від витрат:

$$H_{\text{напм}} = h_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h_e,$$

$$h_e = \left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \sum \zeta_1 \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 g d_1^4} + \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \sum \zeta_2 \right) \frac{8Q^2}{\pi^2 g d_2^4} = f(Q). \quad (3.39)$$

Залежність потрібного напору від витрат ($H_{\text{напм}} = f(Q)$) називається характеристикою мережі на яку працює насос (рис. 3.12).

Нехай задані робоча характеристика насоса (рис. 3.7) та характеристика мережі (рис. 3.12) і необхідно визначити режим роботи насоса на заданий трубопровід. З цією метою на одному графіку у однакових масштабах будують характеристику насоса та характеристику мережі.

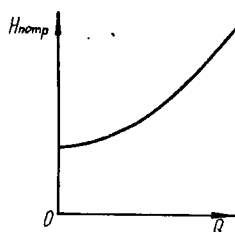


Рис. 3.12. Характеристика мережі

Точка A їх перетину і визначає режим роботи насоса на заданий трубопровід (рис. 3.13). За координатами робочої точки A визначають подачу Q , напір H та ККД насоса η , а потім розраховують споживану потужність $N = \rho g Q H / \eta$.

Щоб змінити режим роботи насоса, необхідно змінити характеристику насосної установки (криву $H_{\text{напм}} = f(Q)$) або характеристику насоса (криву $H = f(Q)$).

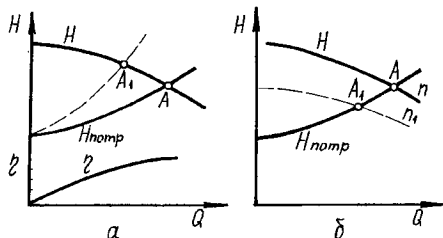


Рис. 3.13. Зміна режиму роботи насосної установки

На першу можна впливати з допомогою регулюючої заслінки (регулювання дроселюванням). Якщо заслінку прикрити, то опір трубопроводу збільшиться і робоча точка A зміститься ліворуч (рис. 3.13, а). Цей спосіб регулювання досить

простий, але не економічний. На характеристику насоса можна впливати, змінюючи частоту обертання вала насоса. Наприклад, при зменшенні частоти обертання характеристика насоса опуститься донизу (рис. 3.13, б), робоча точка А зміститься ліворуч. Спосіб економічний, але тут необхідний привод зі змінною частотою обертання. Поруч з цими основними способами регулювання подачі насоса застосовується також перепуск рідини з напірного трубопроводу у всмоктувальний.

Для збільшення напору застосовують послідовне з'єднання насосів (рис. 3.14, а). Сумарна характеристика двох насосів у цьому випадку будується шляхом складання ординат кривих $H_1 = f(Q)$ та $H_2 = f(Q)$ при одному і тому самому значенні подачі.

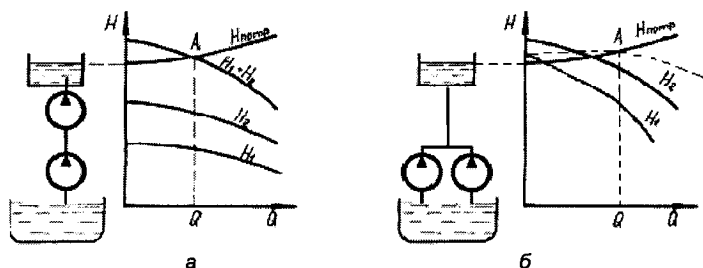


Рис. 3.14. Послідовне (а) та паралельне (б) з'єднання насосів

Для збільшення витрат застосовують паралельне з'єднання насосів (рис. 3.14, б). Сумарна характеристика двох насосів будується складанням абсцис кривих $H_1 = f(Q)$ та $H_2 = f(Q)$ при однаковому значенні напору.

Якщо тиск у вхідній частині насоса знизиться до деякого критичного значення (для дегазованих рідин – до тиску насиченої пари), виникає кавітація – порушення суцільності потоку внаслідок виділення пари та розчинених газів. Кавітація супроводжується характерним шумом, вібрацією насосної установки, падінням напору, подачі, потужності та ККД.

Забезпечення надійної роботи відцентрового насоса відбувається за граничної висоти всмоктування:

$$h_{nc} = \frac{p_0}{\rho g} - \frac{p_{np}}{\rho g} - h_e - \frac{v_{ec}^2}{2g} - \Delta h, \quad (3.40)$$

де p_0 – абсолютний тиск у приймальному резервуарі (частіше за все p_0 дорівнює атмосферному тиску p_a); v_{ec} – швидкість у всмоктувальному трубопроводі; p_{np} – тиск насиченої пари; h_e – втрати напору; $\Delta h = (1,1 \dots 1,3)\Delta h_{kp}$ – допустимий кавітаційний запас; ρ – густина рідини; g – прискорення вільного падіння; Δh_{kp} – критичний кавітаційний запас, що визначається за формулою С.С.Руднева:

$$\Delta h_{kp} = 10 \left(\frac{\sqrt[3]{Q}}{c} \right)^{4/3}, \quad (3.41)$$

де p – частота обертання вала насоса, хв^{-1} ; Q – подача, $\text{м}^3/\text{с}$; c – кавітаційний коефіцієнт швидкохідності, який дорівнює для звичайних відцентрових насосів 800...1000.

3.3.3. ОСЬОВІ НАСОСИ

В осьових насосах енергія передається потоку за допомогою робочого колеса, що складається з консольних лопатей 2, закріплених на втулці під кутом по площині обертання (рис. 3.15). Робоче колесо має вигляд невеликих ділянок гвинта і потік рідини під його дією переміщується вздовж осі, набираючи також обертового руху. Циркуляція рідини спричинює непродуктивні втрати енергії, тому для усунення їх за робочим колесом встановлюють нерухомий спрямівний апарат 1.

Осьові насоси бувають з жорстким і поворотним кріпленням лопатей до втулки. Поворот лопатей в одних конструкціях насосів здійснюється при виготовленні їх, а в інших – в процесі роботи. Осьові насоси застосовують у разі великих подач (до $30 \text{ м}^3/\text{с}$) на насосних станціях каналів, в системах зрошення.

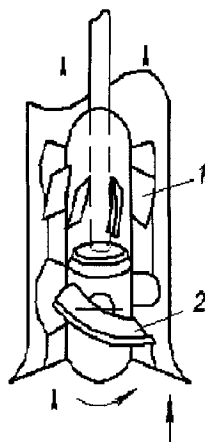


Рис. 3.15. Осьовий насос

3.3.4. ВИХРОВІ НАСОСИ

Насос вихровий – різновид насосів тертя. Частинка рідини, проходячи міжлопатеві канали колеса на шляху від входу у кільцевий канал до виходу з нього, отримує багатократне прирощення енергії і, як наслідок, напору. Завдяки цьому вихровий насос розвиває напір у 2...4 рази більший, ніж насос відцентровий, при одному й тому ж діаметрі робочого колеса, що обумовлює суттєве зменшення габаритних розмірів та маси машини. Вихрові насоси мають здатність до самовсмоктування, що дозволяє їх використання як вакуумних насосів для заливання відцентрових насосів. Робочим органом вихрового насоса є робоче колесо 1 з радіальними або похилими лопатками, яке поміщене в циліндричний корпус 2 з малими торцевими зазорами, нагнітальним 3 та всмоктуючим 5 патрубками і перемичною 4 (рис. 3.16). Знаходить застосування при потребі у великому напорі при невеликій подачі. Особливо перспективним є застосування для перекачування

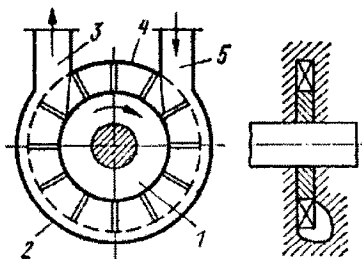


Рис. 3.16. Вихровий насос

сумішей рідини та газу, зокрема – летких рідин (бензин, спирт тощо), рідин насичених газами, зріджених газів, кислот, лугів та інших хімічних реагентів. Недоліком вихрових насосів є низький к.к.д., який не перевищує 45 % та суттєвий знос при перекачуванні води з вмістом частинок твердого матеріалу. Виготовляються на подачу до 12 л/с при напорі до 250 м.

3.3.5. ПОРШНЕВІ НАСОСИ

До поршневих насосів відносять зворотно-поступальні насоси, в яких робочі органи виконані у вигляді поршнів. Розповсюдженим різновидом поршневих насосів є насоси плунжерного типу, які застосовуються, наприклад, як паливні насоси високого тиску у двигунах внутрішнього згорання.

Поршневі насоси класифікують:

- за числом поршнів: одно-, дво- та багатопоршневі;
- за способом всмоктування та нагнітання: одно-, двосторонньої та диференціальної дії;
- за кінематикою приводного механізму: вальні насоси з кривошипно-шатунним механізмом, кулачкові та прямиодіючі.

Найбільш простим є поршневий насос односторонньої дії з кривошипно-шатунним механізмом (рис. 3.17). В ньому для витиснення рідини використовується рух поршня тільки в один бік. При русі поршня праворуч об'єм замкнутої частини циліндра зростає, що призводить до виникнення в ній вакууму, під дією якого відкривається всмоктувальний клапан 3 та рідина заповнює циліндр 1, прямуючи за поршнем 2. При зворотному ході поршня (ліворуч) об'єм замкнутої частини циліндра зменшується, тиск при цьому різко зростає, внаслідок чого відкривається нагнітальний клапан 4 та рідина, витиснена поршнем, надходить у напірний трубопровід.

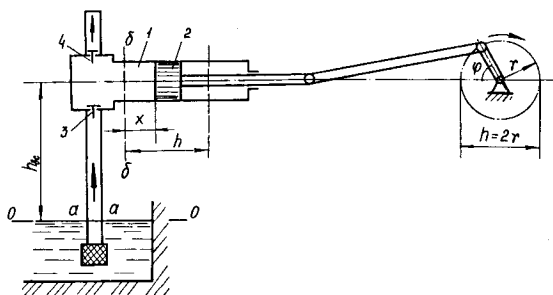


Рис. 3.17. Поршневий насос односторонньої дії

Насос двосторонньої дії (рис. 3.18) позбавлений найбільш істотної вади насоса односторонньої дії – припинення подачі рідини у період всмоктування. Витиснення рідини відбувається при русі поршня в обидва боки. При русі поршня праворуч відбувається всмоктування рідини у ліву робочу камеру та

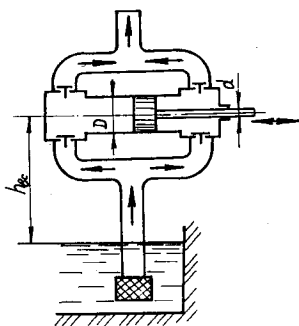


Рис. 3.18. Поршневий насос двосторонньої дії

трубопровід та у праву робочу камеру. Всмоктування рідини у ліву камеру супроводжується витисненням рідини з правої камери. Таким чином, подача здійснюється за подвійний хід поршня, а всмоктування – за один його хід.

Для піднімання рідини зі свердловин застосовуються поршневі заглибні насоси. За своєю конструкцією (рис. 3.20) заглибні насоси мають обсадну трубу 1, циліндр 2, поршень 3, шток 4, напірний 5 і всмоктувальний 6 клапани. Поршень зі штоком приводиться до дії кривошипно-шатунним механізмом.

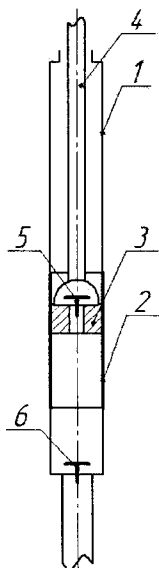


Рис. 3.20. Заглибний насос

нагнітання з правої робочої камери. При русі поршня ліворуч процеси у камерах насоса змінюються на зворотні.

Поршневий насос диференціальної дії (рис. 3.19) конструктивно відрізняється від описаного вище насоса двосторонньої дії тим, що всмоктувальний трубопровід підводиться тільки до лівої камери циліндра насоса, а на виході з правої камери відсутній нагнітальний клапан.

Процес всмоктування відбувається так само, як і у насосі односторонньої дії, а процес витиснення характерний тим, що рідина надходить одночасно у нагнітальний

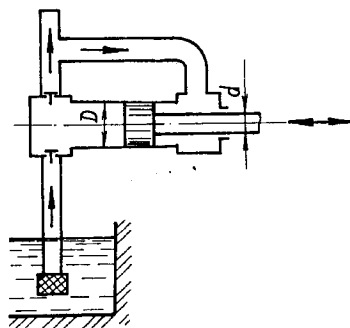


Рис. 3.19. Поршневий насос диференціальної дії

Для піднімання рідини із свердловини поршень 3 приводять в дію, від чого клапан 6 відкривається і рідина заповнює поршневу порожнину циліндра 2. З опусканням поршня 3 всмоктувальний клапан 6 закривається, тиск у циліндрі 2 піднімається і під тиском рідини відкривається напірний клапан 5 - рідина піднімається напірною трубою, в якості якої служить шток 4.

Подача заглибних насосів

$$Q = Shn\eta_0, \quad (3.42)$$

де S – площа поршня, h – робоча висота циліндра, n – кількість подвійних ходів поршня, η_0 – об'ємний ККД заглибного насоса.

У будівництві застосовують багатоступеневі заглибні насоси, в яких рідина піднімається послідовно з одного насоса в другий, які розміщені в одній трубі. Заглибні насоси мають подачу від 1 до 30 м³/год при тиску рідини на виході з трубопроводу від 1,5 до 3,5 МПа.

Ідеальна подача поршневого насоса визначається за його робочим об'ємом та частотою обертання

$$Q_i = V_o n.$$

Якщо n – частота обертання за хвилину, то секундна ідеальна подача

$$Q_i = \frac{V_o n}{60}.$$

Дійсна подача менша ідеальної внаслідок витоку рідини у сполученнях деталей та ущільненнях насоса, запізнення відкриття і закриття клапанів, виділення повітря з рідини під дією вакууму

$$Q = \frac{V_o n}{60} \eta_o, \quad (3.43)$$

де $\eta_o < 1$ – об'ємний ККД.

Робочий об'єм V_o визначається таким чином:

– для насоса односторонньої дії (рис. 3.17)

$$V_o = Sh, \quad (3.44)$$

де S – площа поперечного перерізу поршня; $h = 2r$ – хід поршня (r – радіус кривошипа);

– для насоса двосторонньої дії (рис. 3.18)

$$V_o = Sh + (S - S_w)h = (2S - S_w)h, \quad (3.45)$$

де S_w – площа перерізу штока;

– для насоса диференційної дії (рис. 3.19)

$$V_o = Sh - (S - S_w)h + (S - S_w)h = Sh. \quad (3.46)$$

Залежність переміщення поршня x від кута повороту кривошипа (рис. 3.17) описується наближеною формулою

$$x = r(1 - \cos \varphi). \quad (3.47)$$

Швидкість переміщення поршня

$$v_n = \frac{dx}{dt} = r \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = r \omega \sin \varphi, \quad (3.48)$$

де ω – кутова швидкість кривошипа. Прискорення поршня, а, як наслідок, і рідини, що надходить за ним,

$$a_n = \frac{dv_n}{dt} = r \omega^2 \cos \varphi. \quad (3.49)$$

Поточне значення ідеальної подачі

$$Q_{in} = S v_n = r \omega S \sin \varphi. \quad (3.50)$$

Формула (3.50) показує, що миттєва подача насоса є величиною змінною: вона змінюється за синусоїдальним законом. На рис. 3.21 наведені для прикладу графіки подачі поршневих насосів: а) односторонньої дії; б)

двосторонньої дії; в) трипоршневі односторонньої дії зі зміщенням фаз робочих циклів на 120° .

З наведених графіків видно, що найменшу нерівномірність подачі мають трипоршневі насоси односторонньої дії, найбільшу – однопоршневі насоси односторонньої дії. Нерівномірність подачі насоса оцінюється коефіцієнтом нерівномірності

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_i}, \quad (3.51)$$

де Q_{\max} та Q_{\min} – відповідно максимальна та мінімальна миттєві подачі насоса.

Для однопоршневого насоса односторонньої дії (рис. 3.21, а) $Q_{\min} = 0$; $Q_{\max} = r\omega S \sin 90^\circ = r\omega S$, а ідеальна подача

$$Q_i = \frac{V_o n}{60} = \frac{Shn}{60} = \frac{2Srn}{60}.$$

Якщо підставити значення Q_{\max} , Q_{\min} і Q_i у формулу (3.51) та беручи до уваги те, що кутова швидкість $\omega = \frac{\pi}{30}$, то після перетворень одержуємо $\delta = \pi = 3,14$.

Для насоса двосторонньої дії $Q_{\max} = r\omega S \sin 90^\circ = r\omega S$, $Q_{\min} = 0$ (рис. 3.21, б), а ідеальна подача

$$Q_i = \frac{V_o n}{60} = \frac{(2S - S_{ш})hn}{60} = \frac{(2S - S_{ш})2rn}{60}.$$

Якщо знехтувати площею перерізу штока $S_{ш}$, яка значно менша площі поперечного перерізу поршня S , то після підстановки значень Q_{\max} , Q_{\min} та Q_i у формулу (3.50) та перетворень отримаємо $\delta = 0,5 \pi = 1,57$. Для трипоршневого насоса односторонньої дії зі зміщенням фаз робочих циклів на 120° коефіцієнт нерівномірності подачі $\delta = 1,05$ (рис. 3.21, в).

У всмоктувальному трубопроводі поршневого насоса односторонньої

дії рідина знаходиться в умовах несталого руху. Кожного моменту часу витрати рідини у всіх перерізах трубопроводу можна визначити залежністю:

$$Q = v_{вс} S_{вс} = v_n S_n;$$

$$v_{вс} = v_n \frac{S_n}{S_{вс}},$$

де $v_{вс}$ – швидкість рідини у всмоктувальному трубопроводі; v_n – швидкість

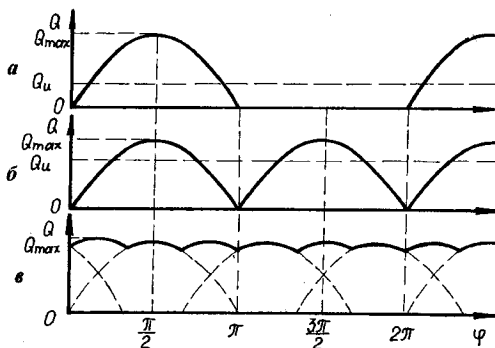


Рис. 3.21. Графіки подачі поршневих насосів

поршня; S_{ec} та S_n – площа поперечного перерізу всмоктувального трубопроводу та поршня відповідно.

Прискорення рідини у всмоктувальному трубопроводі

$$a_{ec} = \frac{dv_{ec}}{dT} = \frac{dv_n}{dT} \frac{S_n}{S_{ec}} = a_n \frac{S_n}{S_{ec}} = r\omega^2 \frac{S_n}{S_{ec}} \cos\varphi, \quad (3.52)$$

де a_n – прискорення поршня, що визначається за формулою (3.49); r – радіус кривошипа; ω – кутова швидкість кривошипа; φ – кут між віссю циліндра та кривошипом (рис. 3.17).

Частина напору поршневого насоса витрачається на подолання інерційних сил та сил опору всмоктувального клапана. З формули (3.52) виходить, що максимальне прискорення, а, отже, і сили інерції, мають місце при $\varphi = 0, \pi, 2\pi, \dots, n\pi$, тобто у початкові моменти руху поршня, коли швидкість його (швидкість рідини у всмоктувальному трубопроводі) теоретично дорівнює нулю. Окрім того, у початкові моменти руху поршня при всмоктуванні відбувається і відкриття всмоктувального клапана.

Для визначення допустимої висоти всмоктування поршневого насоса односторонньої дії (рис. 3.17) скористаємось рівнянням Бернуллі для перерізів а-а та б-б відносно площини порівняння 0-0

$$\frac{\alpha v_a^2}{2g} + \frac{p_a}{\rho g} + z_a = \frac{\alpha v_b^2}{2g} + \frac{p_b}{\rho g} + z_b + h_n + h_{in} + h_{кл}, \quad (3.53)$$

у якому $v_a = 0$; $z_a = 0$; p_a – атмосферний тиск; $z_b = h_{ec}$; $v_b = 0$; $h_n = 0$; (для початкового моменту руху поршня, коли $h_{кл}$ найбільше). Тиск у циліндрі має бути менший за тиск насиченої пари p_{np} , а інерційний напір повинен бути:

$$h_{in} = \frac{l_{ec}}{g} a_{ec} = r\omega^2 \frac{S_n}{S_{ec}} \frac{l_{ec}}{g}, \quad (3.54)$$

де l_{ec} – довжина всмоктувального трубопроводу.

Після підстановки вказаних значень у рівняння (3.53) одержуємо

$$\frac{p_a}{\rho g} \geq \frac{p_{np}}{\rho g} + h_{ec} + h_{in} + h_{кл}, \quad (3.55)$$

$$h_{ec} \leq \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_{np}}{\rho g} - h_{in} - h_{кл}.$$

Для вирівнювання подачі поршневих насосів та зменшення інерційних сил, що виникають при роботі, і для збільшення допустимої висоти всмоктування застосовують повітряні ковпаки (рис. 3.22). В періоди робочого циклу, коли миттєва подача насоса Q' більша середньої Q , відбувається заповнення нагнітального повітряного

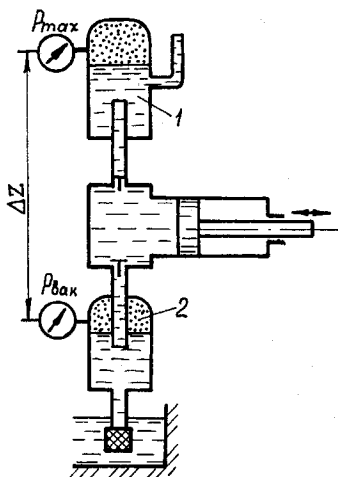


Рис. 3.22. Встановлення повітряного ковпака

ковпака 1 і стиснення повітря у верхній його частині. Коли ж $Q' < Q$, рідина залишає порожнину ковпака під тиском стисненого повітряного об'єму і доповнює тим самим основну подачу насоса, що надходить з циліндра.

У всмоктувальному повітряному ковпаку 2 відбувається зворотній процес: у період, коли миттєві витрати всмоктування насоса Q' більші їх середнього значення Q , рідина надходить у циліндр насоса одночасно з всмоктувального трубопроводу та з повітряного ковпака під дією тиску повітря в останньому. Коли ж $Q' < Q$, рідина у всмоктувальному трубопроводі, рухаючись за інерцією, накопичується у повітряному ковпаку, стискує повітря у верхній його частині і, таким чином, заряджає акумулятор.

Описані процеси приводять до вирівнювання подачі рідини, її швидкості в обох трубопроводах, наближають характер руху рідини у них до сталого і тим більшою мірою, чим більший об'єм повітряних ковпаків. Несталий рух рідини зберігається тільки на коротких ділянках системи між всмоктувальним та нагнітальним повітряними ковпаками. За наявності всмоктувального повітряного ковпака допустима висота всмоктування насоса може бути одержана з формули

$$h_{ac} \leq \frac{P_a}{\rho g} - \frac{P_{nm}}{\rho g} - h_{a1} - h_{ca} - r\omega^2 \frac{l_2}{g} \frac{S_n}{S_{ac}}, \quad (3.56)$$

де h_{a1} – втрати напору по довжині всмоктувальної труби від клапана до місця підключення повітряного ковпака; l_2 – довжина всмоктувального трубопроводу від місця підключення повітряного ковпака до вхідного отвору насоса.

Об'єм повітряних ковпаків залежить від допустимих меж коливань тисків $p_{min} - p_{max}$, які прийнято характеризувати коефіцієнтом нерівномірності

$$\delta_p = \frac{P_{max} - P_{min}}{P_{сєє}}; \quad P_{сєє} = \frac{P_{max} - P_{min}}{2}.$$

Досвід показує, що середній об'єм повітря $V_{сєр}$ у повітряному ковпаку повинен складати приблизно 2/3 повного об'єму V_k ковпака, тобто $V_{сєр} = \frac{2}{3} V_k$, причому $V_k = V_{сєр} + V$, де V – акумуляючий об'єм повітряного ковпака.

Із закону Бойля – Маріотта виходить

$$\delta_p = \frac{V}{V_{сєр}},$$

звідки одержуємо

$$V_k = \frac{2}{3} V_{сєр} = \frac{2}{3} \frac{V}{\delta_p}. \quad (3.57)$$

Значення δ_p за дослідними даними приймають у межах 0,02...0,05, причому менші значення δ_p обирають для довгих трубопроводів, у яких вплив інерційного напору більший. Зазвичай приймають: для однопоршневих насосів $V_{сєр} = 10Sh$; для двопоршневих насосів $V_{сєр} = 5Sh$.

Графічна залежність зміни тиску від часу або переміщення робочого органу у замкненому об'ємі, який попеременно з'єднується з входом та виходом насоса називають індикаторною діаграмою насоса (рис. 3.23).

Теоретична індикаторна діаграма – це прямокутник $abb'a'$, у якому лінія ab характеризує зміну тиску у процесі всмоктування, а лінія $b'a'$ – зміну тиску у процесі нагнітання. Зростання bb' та падіння $a'a$ тиску у циліндрі відбуваються миттєво. Довжина лінії ab відповідає ходу поршня h .

Індикаторна діаграма реального робочого циклу поршневого насоса (суцільні лінії на рис. 3.23) відрізняється від теоретичної через піддатливість стінок циліндра та стисливості рідини: лінії $a'a_1$ та bb' не вертикальні, а похилі; початок ходу всмоктування (ділянка a_1a_2) та початок ходу нагнітання (ділянка b_1b_2) супроводжуються коливаннями тиску рідини у циліндрі, зумовленими запізненням відкриття всмоктувального і нагнітального клапанів.

Площа Ω , обмежена індикаторною діаграмою, виражає (у певному масштабі) роботу A , виконану поршнем за час одного оберту кривошипа

$$A = p_{ин} h S = \Omega S, \quad (3.58)$$

де S – площа поршня; h – хід поршня; $p_{ин}$ – індикаторний тиск.

Індикаторна потужність при частоті обертання n

$$N_{ин} = An = p_{ин} h S n = p_{ин} Q_i, \quad (3.59)$$

де Q_i – ідеальна подача насоса. Індикаторним ККД насоса називається відношення корисної потужності насоса до індикаторної потужності, тобто потужності насоса усередині робочої камери

$$\eta_{ин} = \frac{N_k}{N_{ин}} = \frac{p}{p_{ин}} \frac{Q}{Q_i} = \eta_z \eta_o, \quad (3.60)$$

де η_o – об'ємний ККД; η_z – гідравлічний ККД.

Механічний ККД насоса дорівнює відношенню індикаторної потужності до потужності насоса

$$\eta_m = \frac{N_{ин}}{N}. \quad (3.61)$$

Загальний ККД поршневого насоса:

$$\eta = \eta_m \eta_o \eta_z. \quad (3.62)$$

де η_m – механічний ККД; η_o – гідравлічний ККД; η_z – об'ємний ККД, тобто враховує втрати на тертя, напірні та об'ємні.

Характеристика поршневого насоса – це графічна залежність основних технічних показників від тиску при постійних значеннях частоти обертання, в'язкості та густини рідини на

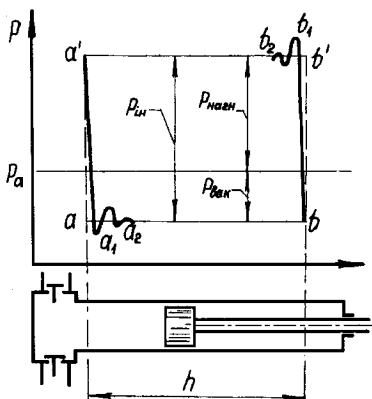


Рис. 3.23. Індикаторна діаграма

вході у насос (рис. 3.24, а). Її одержують дослідним шляхом на заводських та лабораторних стендах. Режим роботи насоса на заданий трубопровід визначається графічно точкою перетину кривої $p - Q$ насоса та характеристики гідромережі (рис. 3.24, б).

3.3.6. ШЕСТЕРЕННІ (ТРИБКОВІ) НАСОСИ

Завдяки простоті конструкції, невеликих розмірів, надійності експлуатації, широкому діапазоні частот обертання та температурних режимів шестеренні (трибкові) насоси дістали широкого поширення. Робочими органами шестеренного насоса є дві шестерні, які завжди знаходяться між собою у зачепленні (рис. 3.25).

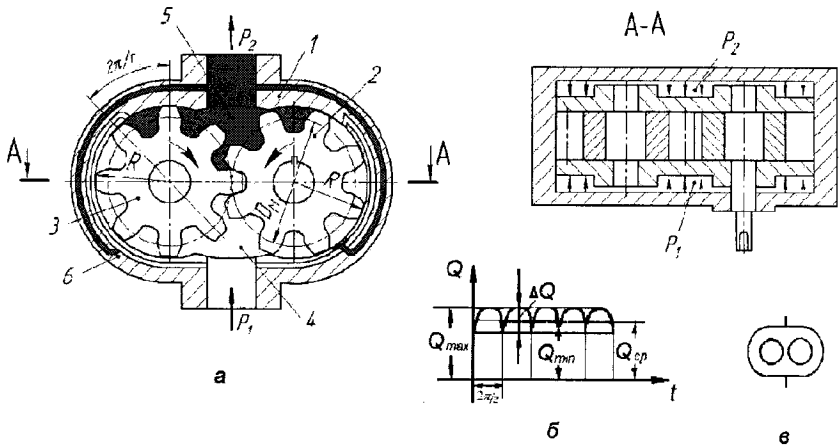


Рис. 3.25. Шестеренний насос

Шестеренні насоси бувають із зовнішнім і внутрішнім зчепленням. Відмінною особливістю шестеренних насосів внутрішнього зачеплення є надзвичайно низький рівень шуму, тому вони знаходять застосування насамперед у стаціонарних машинах (пресах, установках з виробництва полімерів, верстатах та ін.), а також в мобільних установках, що працюють в закритих приміщеннях (електронавантажувачі, тощо).

Шестеренний (трибковий) насос із зовнішнім зачепленням (рис. 3.25, а) складається з корпусу 1, в якому розміщені у зачепленні два однакових трибки: ведучий 2 і ведений 3. Ведучий трибок 2 приводить в обертання ведений трибок 3. При виході із зачеплення зуб'їв збільшується об'єм рідини і вона заповнює западини між зуб'ями, від чого рідина порожнини всмоктування 4 перетікає в порожнину нагнітання 5. Під час обертання трибків при кожному вході зуб'їв у западини рідина порціями витискується у порожнину нагнітання 5.

Шестеренні насоси розвивають тиск до 20 МПа, можуть працювати при частотах 500...6000 хв⁻¹ і мають ККД до 0,9.

При роботі насоса внаслідок різниці тисків ($p_2 - p_1$) на трибки діють радіальні сили, які навантажують вали та підшипники. Для розвантаження підшипників від цих сил використовують канали б, які з'єднують у корпусі трибки з порожнинами всмоктування та нагнітання.

У трибкових насосах частина робочої рідини запирається в западинах між зачепленими зуб'ями. При обертанні трибків у западинах виникає високий пульсуючий тиск рідини (компресія), який викликає додаткове навантаження на підшипники. Для зменшення компресії по всій довжині зуба передбачені розвантажувальні канали.

Подача трибкового насоса розраховується з використанням теорії трибкового зачеплення. За один оберт трибка робочий об'єм складає

$$q_r = \pi d(D_* - d)b = 2\pi dmb = 2\pi n^2 bz = mzbh\pi. \quad (3.63)$$

Теоретична подача насоса

$$Q_T = q_T n = \pi d(D_* - d)bn, \quad (3.64)$$

де q_T - робочий об'єм насоса; D_* - діаметр кола виступів зуб'їв; d - діаметр початкової кола; b - ширина трибка; n - кількість обертів ведучого трибка; z - кількість зуб'їв трибка; m - модуль зуба трибка; h - висота зуба трибка.

Якщо враховувати, що $D_* = 2R = mz$, $R - R_0 = 2m$, то (3.64) матиме такий вигляд:

$$Q = 2\pi n^2 zbn, \quad (3.65)$$

За один оберт трибковий насос подає в порожнину нагнітання таку кількість порцій рідини, скільки западин між зубами. Така подача насоса називається пульсуючою за періодом $2\pi z$ (рис. 3.25, б):

$$Q = 2\pi n^2 b \left[z + 1 - \frac{(\pi \cos \alpha)^2}{12} \right] n, \quad (3.66)$$

звідси нерівномірність подачі:

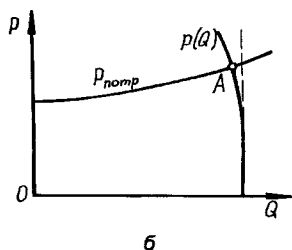
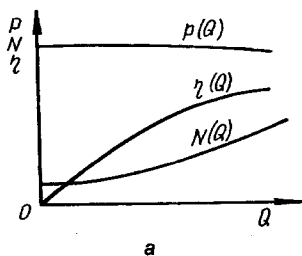


Рис. 3.24. Характеристики поршневого насоса (а) та гідромережі (б)

$$\delta = \frac{\pi^2}{4} \frac{\cos^2 \alpha}{z+1 - \frac{(\pi \cos \alpha)^2}{12}} \approx 2,46 \frac{\cos^2 \alpha}{z}, \quad (3.67)$$

де α - кут зачеплення.

Вираз (3.67) показує, що нерівномірність подачі трибкового насоса велика. Для її зниження необхідно збільшити кількість зубів z , а це веде до збільшення розмірів і маси насоса. На рис. 3.25, в показано умовне позначення трибкового насоса із зовнішнім зачепленням.

Для зменшення нерівномірності подачі застосовують насоси із косозубими та шевронними трибками. У цих насосах зуб'я з'єднуються поступово, початок зачеплення іде від входу і до кінця їх виходу із зачеплення, у протилежність прямозубим трибкам, які входять у зачеплення по всій довжині зуба. Але при роботі косозубих трибків виникають сили, які притискують трибок до корпусу, спричинюючи їхнє зношування. У шевронних насосах цей недолік відсутній, тому що сили урівноважуються.

Розрахунок подачі трибкових насосів з косозубим і шевронним зачепленням виконується за виразом (3.65). Якщо в трибкових насосах з косозубими трибками збільшити кут нахилу, то одержимо гвинтовий насос.

Трибковий насос з внутрішнім зачепленням застосовують там, де

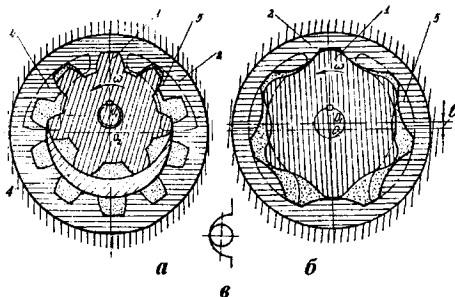


Рис. 3.26. Шестеренні насоси з внутрішнім зачепленням

необхідно застосовувати насос з малою подачею. На рис. 3.26 зображений трибковий насос, який складається з ведучого 1 та веденого 2 трибків, розподільної платівки 3, порожнин всмоктування 4 та нагнітання 5. Рідина, що заповнює западини між зуб'ями трибків, переноситься в порожнину нагнітання, а звідти

виштовхується зчепленими зубами через серпоподібні вікна в бічних кришках корпусу. У насосі для розділення порожнин всмоктування та нагнітання передбачена розподільна пластинка. У внутрішньому трибку на 2-3 зуба менше, ніж у зовнішньому.

Насоси з внутрішнім зачепленням трибків, в яких відсутня розподільна пластинка, називають героторними (рис. 3.26, б). Трибки героторного насоса розміщуються з ексцентриситетом e . При обертанні трибків зуб'я контактують між собою і утворюють закриті об'єми. Лінія контакту зубів трибка при обертанні переміщається так, що об'єм камер змінюється. Внаслідок цього внутрішній трибок повертається на кут 2π і при цьому змінюється об'єм

рідини, що дорівнює сумі об'ємів западин між зубами внутрішнього трибка. Подача трибкового насоса з внутрішнім зачепленням визначається за параметрами ведучого трибка:

$$Q_n = 2\pi n^2 b(z+1)n. \quad (3.68)$$

Умовні позначення трибкових насосів з внутрішнім зчепленням ілюструє рис. 3.26, в. Трибкові насоси, як і об'ємні гідромашини, при подачі до них робочої рідини під тиском можуть працювати як гідродвигуни.

Крутний момент трибкового гідродвигуна

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{pqn}{2\pi n} = \frac{pQ}{2\pi n}. \quad (3.69)$$

У вираз (3.69) підставимо формулу (3.68) і отримаємо значення крутного моменту на валу трибкового насоса

$$M = pbm^2(z+1), \quad (3.70)$$

де p - тиск рідини; m - модуль зачеплення; b - ширина трибка; z - число зуб'їв трибка. В табл. 3.3 представлено технічні характеристики шестеренних насосів.

Таблиця 3.3

Технічні характеристики шестеренних насосів

Тип	Робочий об'єм, см ³	Подача, л/с	Тиск, МПа	Частота обертання, хв ⁻¹	ККД	
					об'ємний	загальний
НШ-10	10	0,25...0,32	10/13,5	1100/1650	0,92	0,8
НШ-32	31,7	1,01...1,26	14/17,5	950/1920	0,92	0,8
НШ-46	45,7	1,14...1,46	10/13,5	1500/1650	0,92	0,85
НШ-50	48,2	1,54...1,92	14/17,5	1920/2400	0,92	0,85
НШ-71	69,7	0,35...1,67	20/22,5	300/1440	0,92	0,85
НШ-100	98,8	0,49...2,37	20/22,5	300/1440	0,92	0,85
НШ-250	250	1,25...4,79	20/22,5	300/1150	0,92	0,85

3.3.7. ГВИНТОВІ НАСОСИ

Гвинтові насоси характеризуються надійністю, малими розмірами та безшумністю в роботі. На рис. 3.27 зображена схема тригвинтового насоса, який складається з корпусу 1 і трьох гвинтових роторів (середнього ведучого 2 та двох ведених 3) та обойми 4. Ведучий гвинт 2 двозахідний з кутом підйому гвинту близько 47° з віссю ротора. Ведений гвинт 3 призначений для герметизації машини при переміщенні рідини. Гвинтові насоси можуть працювати з великою кількістю обертів (10000...15000 хв⁻¹) з подачею рідини до 15000 л/хв і тиском до 20 МПа.

Подача тригвинтового насоса дорівнює об'єму канавок, якими рухається рідина за одиницю часу:

$$Q = t(S_1 - S_2)n, \quad (3.71)$$

де t - крок гвинта; S_1 і S_2 - площа відповідно поперечного перерізу насоса та перерізу гвинта.

Для насоса з двома гвинтами:

$$Q = \left[\frac{\pi}{4} (D_{zn}^2 - D_{вн}^2) t - D_{zn}^2 \left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\sin 2\alpha}{2} \right) t \right] n = \frac{3}{16} \pi t (D_{zn}^2 - D_{вн}^2) n, \quad (3.72)$$

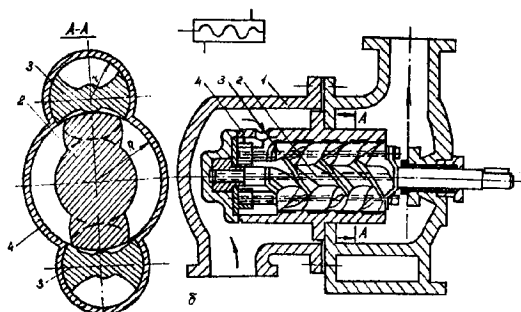


Рис. 3.27. Гвинтовий насос

де D_{zn} , $D_{вн}$ - відповідно зовнішній діаметр гвинта та діаметр впадин,

$$\cos \alpha = \frac{(D_{zn} - D_{вн})}{2D_{zn}}$$

Для насоса з трьома гвинтами:

$$Q = 1,243 t D_{вн}^2 n, \quad (3.73)$$

де $D_{вн}$ - діаметр впадин на ведучому гвинті. Крок гвинта, як правило визначається із співвідношення:

$$t = \frac{10}{3} D_{вн}. \quad (3.74)$$

Довжина гвинтів вибирається виходячи з умов забезпечення необхідної герметичності. Для тригвинтового насоса довжина вибирається залежно від тиску в таких межах: для $p = 1,5 \dots 2$ МПа $L = (1,5 \dots 2)t$; $p = 5 \dots 7,5$ МПа $L = (3 \dots 4)t$; $p = 15 \dots 20$ МПа $L = (6 \dots 8)t$.

Об'ємний ККД гвинтових насосів складає $\eta_0 = 0,75 \dots 0,90$. На рис. 3.27, б показано умовне позначення гвинтового насоса.

3.3.8. ПЛАСТИНЧАСТІ НАСОСИ

Гідронасоси, в яких робоча рідина переміщується в результаті обертання і одночасного переміщення в пазах ротора пластинок, називається пластинчастим насосом.

Пластинчастий насос (рис. 3.28) складається з корпусу (статора) 1 і ротора 2 з радіальними пазами 3 в роторі, в яких вмонтовано пластинки 4. Ротор обертається і пластинки під дією відцентрових сил або пружини прилягають до внутрішньої поверхні статора. Пластинчасті насоси за кількістю циклів всмоктування за один оберт ротора бувають одно-, дво- та багатократної дії.

У пластинчастих насосах однократної дії осі статора і ротора розміщені ексцентрично.

При обертанні ротора за годинниковою стрілкою (рис. 3.28, а) утворюються камери між зовнішньою поверхнею ротора і внутрішньою поверхнею статора, а також між двома рухомими пластинками. Порція рідини, що дорівнює об'єму камери, рухається від порожнини всмоктування 5 до порожнини нагнітання 6. Слід зазначити, що об'єм камери в кінцевому положенні самий маленький і по мірі переміщення об'єм збільшується до якогось середнього положення, а потім зменшується, і рідина виштовхується через радіальні отвори в порожнину нагнітання. При зміні ексцентриситету e у бік зменшення (до нуля) рідина не подається в нагнітальний трубопровід, а циркулює в камерах пластинчастого насоса.

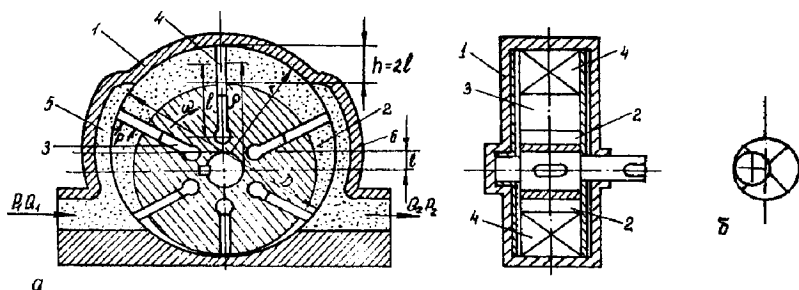


Рис. 3.28. Пластинчастий насос однократної дії

Для забезпечення гарантованого притиснення пластинок до статора, задні торцеві поверхні пластин в зоні нагнітання навантажуються повним робочим тиском.

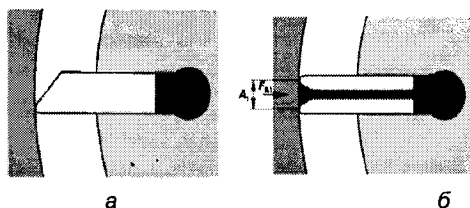


Рис. 3.29. Конструкція монолітної (а) та збірної (б) пластинок пластинчастого насоса

Зусилля притиснення пластинок до статора визначається добутком робочого тиску на площу торцевої поверхні (рис. 3.29). При певному тиску в залежності від змащувальних властивостей

рідини можливе порушення масляної плівки між пластинкою та статором, що призводить до прискореного зносу. Для зниження притисної сили пластинчасті насоси, що працюють за тиску понад 15 МПа, комплектуються подвійними пластинами.

У насосів однократної дії за один оберт ротора здійснюється одне всмоктування і одне нагнітання. Подача такого пластинчастого насоса

$$Q = \omega r b h = 2\pi D b e n, \quad (3.75)$$

де ω - кутова швидкість; $\rho = D/2$ - відстань від центра тиску робочої висоти пластинки до осі обертання ротора; b - довжина пластинки; D - внутрішній діаметр статора насоса; n - число обертів за 1 хв.

З урахуванням товщини та кількості пластинок формула (3.75) набуде вигляду

$$Q = 2ben(\pi D - zS), \quad (3.76)$$

де z - кількість пластинок; S - товщина пластинки.

Для поліпшення умов роботи пластинки в роторі ставлять під кутом $10...15^\circ$ до радіуса осі ротора. Це дозволяє мати такий напрямок дій реакцій статора на пластинку, за якого сили тертя спричиняють мінімальні згинаючі напруження.

З урахуванням кута нахилу пластин до радіуса вираз (3.76) набуває такого вигляду:

$$Q = 2ben \left(\pi D - \frac{Sz}{\cos \alpha} \right), \quad (3.77)$$

де α - кут нахилу пластинки до радіуса осі ротора.

Пластинчасті насоси, в яких ексцентриситет e змінюється, мають змінну подачу. При ексцентриситеті, рівному нулю, насос не буде подавати робочу рідину в напірний трубопровід - його подача буде дорівнювати нулю. Нерівномірність подачі для пластинчастих насосів однократної дії буде більшою від нерівномірності подачі трибкових насосів. Недолік пластинчастих насосів - великий тиск рідини на вісь ротора і пластинки. Умовне позначення пластинчастого насоса

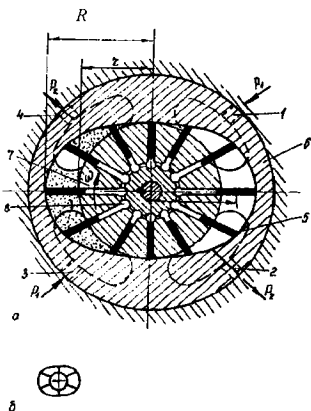


Рис. 3.30. Схема пластинчастого насоса двократної дії

однократної дії показано на рис. 3.28, б.

На рис. 3.30 зображена схема пластинчастого насоса двократної дії. У таких насосах вісь статора збігається з віссю ротора. На овальному профілі статора діаметрально розміщені дві вхідні 1 і 3 та дві вихідні 2 і 4 канавки. Збіг осей дозволяє захистити ротор від дій радіальних зусиль і підвищити робочий тиск насоса. З рис. 3.30 видно, що кожна платівка за один оберт ротора нагнітає рідину двічі, щільність контакту між платівками 5 і статором 6 забезпечує стиснення в пазах пружинами або підведенням у пази рідини під тиском по канавці 8. Умовне зображення пластинчастого насоса двократної дії показане на рис. 3.30, б.

Пластинчасті насоси двократної дії випускаються тиском від 10 до 30 МПа, мають ККД до 0,85 і число обертів від 500 до 3000 за 1 хв.

Пластинка при переміщенні по внутрішній поверхні статора виштовхує об'єм рідини, який дорівнює добутку площі пластинки ($S = bn$) на швидкість обертання V :

$$Q = \frac{R+r}{2}(R-r)\omega b = \frac{1}{2}\omega b(R^2 - r^2), \quad (3.78)$$

при

$$V = \frac{(R+r)}{2}\omega; \quad h = R - r.$$

де R, r - відповідно великий і малий радіуси статора; b, h відповідно ширина та висота робочої частини пластинки; ω - кутова швидкість ротора.

Вираз (3.78) з урахуванням, що пластинка здійснює нагнітання двічі за період обертання ротора буде

$$Q = 2\pi n b (R^2 - r^2)$$

З урахуванням нахилу пластинок

$$Q = 2b \left[\pi(R^2 - r^2) - \frac{(R-r)S\alpha}{\cos\alpha} \right] n, \quad (3.79)$$

де α - кут нахилу пластинки до радіуса.

Пластинчасті насоси двократної дії випускаються як із радіальним нахилом до радіуса, так і з радіальним розміщенням пластинок. Нерівномірність подачі насоса трапляється при переході порції рідини з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання. Нерівномірність подачі супроводжується шумом.

Описані пластинчасті насоси можуть працювати як гідродвигуни. Гідродвигуни однократної дії, як і насоси, випускаються в регульованому та нерегульованому виконанні, а двократної дії – тільки в нерегульованому.

Крутний момент насоса однократної дії (рис 3.28, а)

$$M = hpbl, \quad (3.80)$$

де $h = 2l$ - робоча висота пластинки; l - плече сили, яка надає ротору обертання; p - тиск робочої рідини; b - ширина ротора.

В табл. 3.4. наведено характеристики пластинчатих насосів.

Таблиця 3.4

Технічні характеристики пластинчатих насосів

Тип	№ типору зміру	Робочий об'єм, см ³	Тиск, МПа	Частота обертання, хв ⁻¹	ККД	
					об'ємний	загальний
Г12-21А	21А	8	6,3	950/1450	0,62	0,50
Подвійної дії	21	5,2	6,3	950/1450	0,71	0,55
	22	12	6,3	950/1450	0,77	0,65
	22А	19	6,3	950/1450	0,77	0,65
	23А	25	6,3	950/1450	0,85	0,75

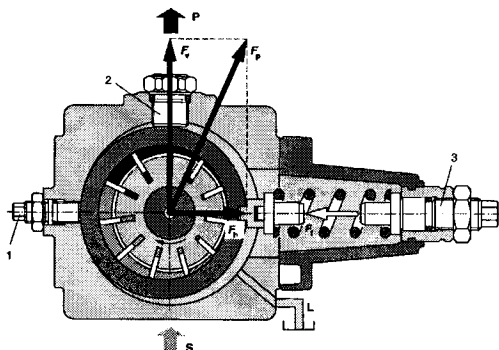


Рис. 3.31. Регульований пластинчастий насос прямого керування

Керування регульованими пластинчастими насосами прямої дії (рис. 3.31) здійснюється за допомогою трьох регулюючих пристроїв:

- регульованим гвинтом (1) обмеження максимальної подачі;
- гвинтом (2) регулювання вертикального положення опори. Зміна положення статора у вертикальному напрямку безпосередньо впливає на рівень шуму та динаміку насоса;
- гвинтом (3) регулювання максимального тиску.

В залежності від опору в гідросистемі створюється певний тиск, який діє в насосі і навантажує внутрішню поверхню статора (вектор сили F_p). Якщо розкласти вектор сили на вертикальну і горизонтальну складові, то в результаті вийде порівняно велика сила F_v , яка навантажуватиме гвинт (1) та незначна сила F_h , що протидіятиме пружині. Доки зусилля пружини F_r буде більше, ніж сила F_h , статор залишатиметься в заданому положенні максимального ексцентриситету. Якщо тиск в гідросистемі зросте, то сила F_p збільшиться, і відповідно збільшаться сили F_v та F_h .

Якщо сила F_h перевище зусилля пружини F_r , статор зміститься з ексцентричного положення практично в концентричне, що зменшить об'єми робочих камер. Зменшення об'ємів робочих камер відбуватиметься до тих пір, поки подача насоса чи не стане практично рівною нулю, а тиск підтримуватиметься на заданому рівні. Величину тиску можна змінювати безпосередньо шляхом регулювання натягу пружини.

Регульовані пластинчасті насоси з функцією нульового ходу ($Q=0$) при досягненні максимального тиску завжди мають дренажну лінію з корпусу через яку відводяться внутрішні витоки із зони високого тиску в корпус.

Основний принцип керування регульованим пластинчастим насосом непрямої дії з настроюваною подачею ідентичний насосам прямого керування. Відмінність полягає лише в механізмах регулювання (рис. 3.32). Замість однієї або двох натискних пружин, рухом статора керують установочні поршні, що знаходяться під тиском. Поршні мають різні діаметри (відношення площ 2:1). На поршень більшого діаметра діє пружина, яка встановлює максимальний ексцентриситет при запуску насоса. Тиск з напірної лінії постійно підводиться до поршня меншого діаметру і через

регулятор - до поршня більшого діаметра. Регулятор складається із золотника 1 корпусу 2, пружини 3 та механізму налаштування 4.

Якщо тиски, що діють на обидва поршні, рівні, то статор знаходиться в положенні максимального ексцентриситету через різниці площ установчих поршнів.

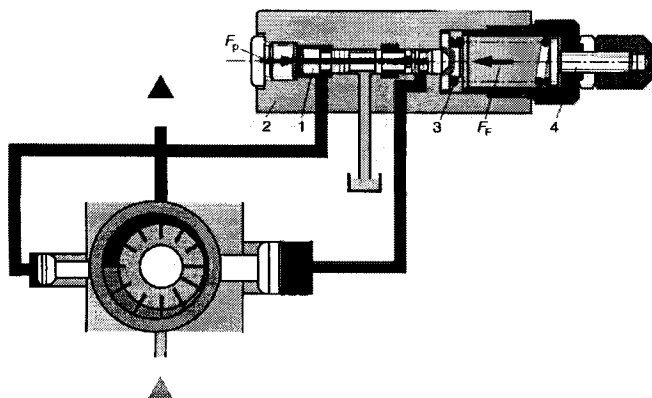


Рис. 3.32. Регульований пластинчастий насос непрямого керування

3.3.9. РАДІАЛЬНІ РОТОРНО-ПОРШНЕВІ НАСОСИ

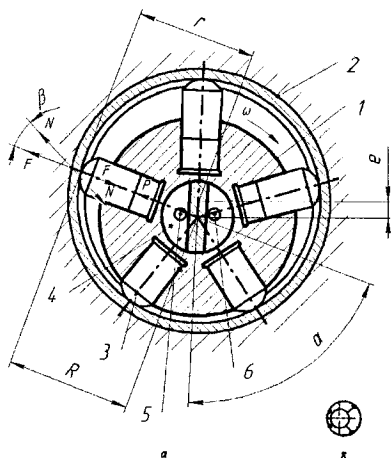


Рис. 3.33. Радіальний поршневий насос з ексцентриковим ротором

Радіальні роторно-поршневі насоси застосовують здебільшого в гідроприводі високих тисків (до 70 МПа), для переміщення великих об'ємів робочої рідини.

В цих насосах робочі циліндри відносно осі обертання ротора розміщені радіально, рух їх здійснюється в одній площині і перехрещується в одній точці.

Радіально-поршневі насоси бувають з ексцентриковим ротором або з ексцентриковим валом.

Радіальний роторно-поршневий насос з ексцентриковим ротором (рис. 3.33) складається з ротора 1 і статора 2.

В роторі 1 радіально розміщені циліндри, в яких розташовані поршні 3. Поршні з ротором складають блок циліндрів. При обертанні блока циліндрів відносно розподільного вала 4 поршні своїми сферичними головками

притискуються відцентровою силою до внутрішньої поверхні обойми статора і здійснюють зворотно-поступальний рух. При одному оберті циліндрів кожний поршень здійснює подвійний хід. При обертанні блока циліндрів за годинниковою стрілкою рідина через вікно 5 всмоктуватиметься поршнем, а при переміщенні до центра - виштовхуватиметься через вікно 6.

Переміщення поршнів дорівнює подвійній величині ексцентриситету. Таким чином, при обертанні блока циліндрів хід поршнів за один оберт становить $h = 2e$, тобто теоретично подача насоса за один оберт дорівнює

$$q_T = 2e \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot z = \frac{\pi d^2}{4} h \cdot z, \quad (3.81)$$

де e - ексцентриситет; d - діаметр поршня; z - число поршнів.

Радіально-поршневий насос з ексцентриковим валом зображено на рис. 3.34. Насос має привідний вал 1 з ексцентриковою шийкою 2, поршень 3, буксу 4, сферичну голівку 5, натискну пружину 6, вакуумний 7 та напірний 8 клапани. Сферична голівка закріплена в корпусі 9. Поршень через циліндричну опорну поверхню спирається на ексцентрикову шийку валу, причому постійний контакт забезпечується пружиною 6, яка також забезпечує контакт між деталями 4 та 5.

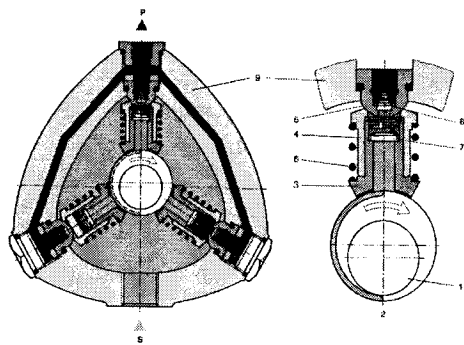


Рис. 3.34. Радіальний поршневий насос з ексцентриковим валом

Теоретична подача насоса за одну хвилину

$$Q_T = q_T n = \frac{\pi d^2}{2} e z n. \quad (3.82)$$

З виразу (3.82) випливає, що можна регулювати подачу насоса через зміну ексцентриситету e . Якщо помножити і поділити праву частину виразу (3.82) на e_{\max} , отримаємо

$$Q_T = \frac{\pi d^2}{4} z n e_{\max} \frac{e}{e_{\max}}, \quad (3.83)$$

або

$$Q_T = WK,$$

де $W = \frac{\pi d^2}{4} z n e_{\max}$ - конструктивна стала насоса; K - коефіцієнт регулювання подачі рідини.

Радіально-поршневі насоси, зазвичай, мають непарну кількість поршнів, оскільки в такому випадку накладення об'ємних потоків, що подаються окремими вузлами, дозволяє отримати мінімальну пульсацію сумарного потоку робочої рідини на виході з насоса.

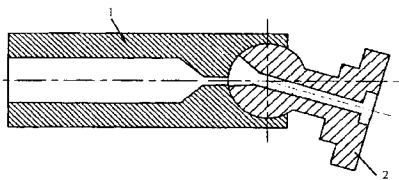


Рис. 3.35. Гидростатичний башмак

Для зменшення сил тертя між поршнем та корпусом наприкінці поршня можуть встановлювати гідростатичні розвантажувачі (гідростатичний башмак, рис. 3.35), які складаються із поршня 1 та башмака 2 в порожнинах яких виконано отвори.

При роботі насоса як гідродвигуна (рис. 3.33) сила T_M утворює крутний момент під дією тиску робочої рідини p на нижню частину поршня 3. Для визначення крутного моменту необхідно розглянути дію сил на поршень. У поршневій порожнині робоча рідина перебуває під високим тиском і діє з силою, що дорівнює добутку тиску p на площу поршня S :

$$F = Sp. \quad (3.84)$$

Сила F передається ексцентрику в точці дотику A . Знаючи силу F ексцентрика, можна визначити момент

$$M = F \cdot e \cdot p \sin \beta. \quad (3.85)$$

Зміна моменту за синусоїдним законом показує, що навантаження на привод насоса буде періодичним - з періодом зміни $2\pi/z$. Загальний крутний момент усіх поршнів, що розміщені в порожнині нагнітання

$$M = FPe(\sin \beta + \sin(\beta - \beta_1) + \dots + \sin(\beta + (m-1)\beta_1)), \quad (3.86)$$

При роботі гідродвигуна ротор обертається тоді, коли загальний момент усіх поршнів буде більшим від моменту сил тертя. У протилежному випадку спостерігатиметься самогальмування. Діапазон регулювання гідродвигуна має бути обмежений параметрами регулювання.

3.3.10. АКсіАЛЬНІ РОТОРНІ-ПОРШНЕВІ НАСОСИ

За конструкцією механізм привода циліндрів аксіально-поршневих насосів буває з нахилом блока циліндрів та з нахилом диска.

Обидва механізми рівною мірою застосовуються в насосах. Кінематичною основою цих насосів є кривошипно-шатунний механізм, схема роботи якого зображена на рис. 3.36, а.

Переміщення поршня 2 при обертанні кривошипа 3 на кут φ

$$l = r - r \cos \varphi = r(1 - \cos \varphi).$$

Повернемо площину обертання кривошипа навкруг вертикальної осі yy_0 на кут α , менший від 90° , тоді циліндр з поршнем переміститься в просторі по еліпсу:

$$l' = l \cos \alpha = r(1 - \cos \varphi) \cos \alpha.$$

Змінимо еліпсоїдне обертання циліндра на обертання циліндра по радіусу r і отримаємо схему аксіального насоса, в якому циліндри мають просторове

розміщення. Найпростіша схема такого механізму реалізована в конструкції насоса з похилим диском (рис. 3.36, б).

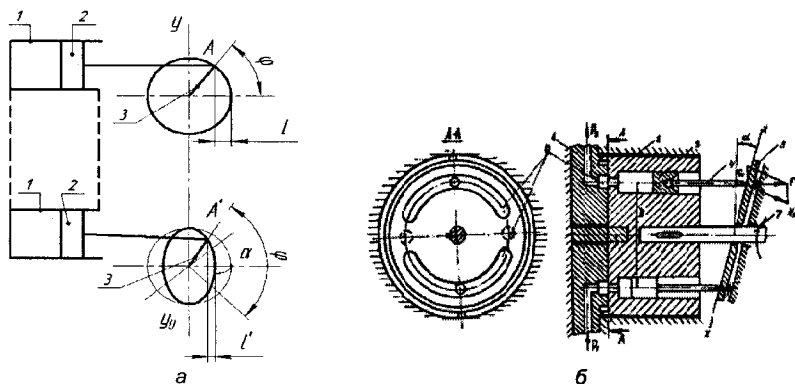


Рис. 3.36. Аксиально-поршневий насос: а - схема роботи; б - насос з нахилом диска

Аксиально-поршневий насос складається з нерухомого розподільного диска 1, обертового блока циліндрів 2, поршнів 3, штоків 4 та похилого диска 5. У розподільному диску зроблено дві серпоподібні канавки 6 для підведення та відведення робочої рідини. Рух похилого диска і блока циліндрів виконується з допомогою валу 7. За першу половину оберту блока циліндра кожен поршень виходять з циліндра блока циліндрів і робоча рідина всмоктується, за другу половину періоду поршень входить в циліндр блока циліндрів і робоча рідина нагнітається. Хід поршнів за один оберт блока циліндрів залежить від кута нахилу диска 5, який шарнірно зв'язаний з поршнем 3.

За один цикл роботи насоса поршні за допомогою розподільного диска 1 виконують одне нагнітання робочої рідини. При обертанні блока циліндрів його торцева частина з отворами притиснута до розподільного диска 1. Поршневі порожнини через отвори і серпоподібний канал з'єднуються з магістральним каналом високого тиску. Друга половина блока циліндрів з'єднана з магістраллю низького тиску для всмоктування робочої рідини.

За один оберт блока циліндрів кожний поршень виштовхує такий об'єм рідини, який дорівнює добутку площі поршня на його шлях:

$$q = SDz\text{tg}\alpha. \quad (3.87)$$

Подача насоса

$$Q = SDz\text{ntg}\alpha. \quad (3.88)$$

де $S = \frac{\pi d^2}{4}$ – площа поршня; D – діаметр по осі поршнів блока циліндрів; z – кількість поршнів; α – кут нахилу диска; d – діаметр поршня.

Для зміни ходу поршня треба змінити кут нахилу α похилого диска. Якщо помножити й поділити праву частину виразу (3.88) на тангенс максимального куту нахилу похилого диска $\operatorname{tg} \alpha_{\max}$, то подача насоса буде визначатися за формулою

$$Q_{\max} = q_{\max} n \lambda. \quad (3.89)$$

де $\lambda = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha_{\max}}$ - регульований параметр; $q_{\max} = (SDz \operatorname{tg} \alpha) \operatorname{tg} \alpha_{\max}$ -

конструктивна стала насоса.

Зміною кута нахилу диска можна змінювати подачу насоса від нульового значення ($\lambda = 0$) до максимального ($\lambda = 1$).

При обертанні блока циліндрів поршні переміщуються разом з ведучим диском і рухаються в циліндрі. На рис. 3.37, а зображено схему аксіально-поршневого насоса з похилим блоком циліндрів. Блок циліндрів 1 приводиться в дію ведучим валом 2 через карданний вал 9, а поршні 3 - шарнірними шатунами 5. Характерним для цих насосів є те, що упорний диск 6 виконаний як одне ціле з ведучим валом 2. Крутний момент у таких насосах виникає на упорному диску під дією поршнів, а через кардан 9 передається тільки момент, затрачений на обертання блока циліндрів 1 і дорівнює моменту від сил тертя та сил інерції при гальмуванні та прискоренні блока циліндрів. Цей момент складає невелику частину від моменту, який передається валом, тому кардан не сприймає робочий момент.

При обертанні блока циліндрів 1 розподільний диск 7 залишається нерухомим. Блок циліндрів 1, в якому розміщені циліндри 4 та поршні 3, при обертанні ковзається по поверхні розподільного диска, на якому виконані серпоподібні вікна 6 (рис. 3.36), що по черзі з'єднуються з магістральним каналом високого та низького тиску.

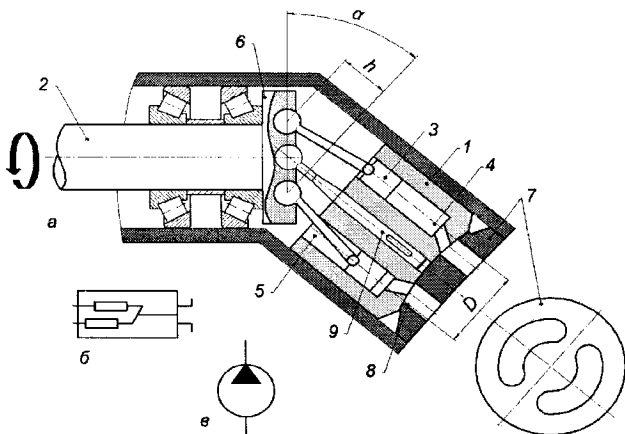


Рис. 3.37. Аксіально-поршневий насос з похилим блоком циліндрів

Технічні характеристики аксіально-поршневих насосів представлені в табл. 3.5.

Робочий об'єм аксіально-поршневого насоса

$$q = \frac{Shz}{d} = z \frac{\pi d^2 h}{4d}, \quad (3.90)$$

де $h = Dtg\alpha$ - найбільший хід поршня.

Діаметр циліндра

$$d = \sqrt{\frac{4q}{\pi z c}}, \quad (3.91)$$

де $c = h/d$ - відношення ходу поршня до його діаметра, $c = 1 \dots 2$.

Розміри блока циліндра визначаються кількістю циліндрів та їхніми діаметрами. Слід зазначити, що насоси з похилим диском простіші у виготовленні порівняно з насосами з похилим блоком циліндрів.

Таблиця 3.5

Технічні характеристики аксіально-поршневих насосів

Тип	№ типорозміру	Робочий об'єм, см ³	Тиск, МПа	Частота обертання, хв ⁻¹	ККД	
					об'ємний	загальний
210	12	11,6	16/25	2800/5000	0,96	0,88
Нерегульовані	16	28,1	16/25	2240/4000	0,96	0,83
	20	54,8	16/25	1800/3150	0,95	0,87
	25	107	16/25	1400/2500	0,95	0,87
207	20	54,8	16/25	1800/3200	0,965	0,9
Регульовані	25	107	16/25	1400/2500	0,97	0,905
	32	225	16/25	1120/2000	0,975	0,91

Якщо до всмоктувального трубопроводу аксіально-поршневого насосу підвести робочу рідину під тиском, то він працюватиме як гідродвигун.

3.3.11. ПОРШНЕВІ ЕКСЦЕНТРИКОВІ НАСОСИ

В будівельних машинах широко застосовуються поршневі ексцентрикові насоси. Працюють вони при високих тисках (до 50 МПа). Відмінною особливістю їх є те, що осі циліндрів спрямовані радіально до осі обертання. Існують також поршневі ексцентрикові насоси, в яких циліндри розміщуються удовж осі обертання (рис. 3.38) або зіркоподібно.

Поршневий ексцентриковий насос складається з нерухомого блока циліндрів 1, в якому розміщені поршні 2. Поршні притиснуті до ексцентрикового кулачка 3 пружинами 4. Вісь обертання ексцентрика O_1 не збігається з геометричною віссю симетрії O_2 . Відстань між осями O_1O_2

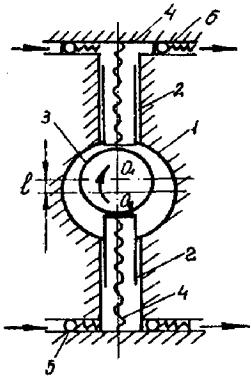


Рис. 3.38. Схема поршневого ексцентрикового насоса

позначається e і називається **ексцентриситетом**. Поршень 2 виконує в циліндрі зворотно-поступальний рух з ходом $h = 2e$.

При обертанні ексцентрика 3 нижній поршень під дією пружини почне рухатися і поршнева порожнина збільшиться, а поршнева порожнина верхнього поршня зменшиться. Під дією розрідження відкриється клапан 5, і рідина заповнить робочу порожнину, а під дією верхнього поршня робоча порожнина зменшиться і виштовхне рідину під тиском через нагнітальний клапан 6 у магістраль. При повороті ексцентрика на 180° всмоктування нижнім поршнем закінчується, у верхній частині при цьому поршні до цього моменту пройдуть

шлях $h = 2e$, а потім цикл повторюється.

Якщо порівняти роботу поршневого ексцентрикового насоса з поршневим насосом з кривошипно-шатунним механізмом (рис. 3.38), то видно, що величина e відповідає радіусу r (кривошипа 4), тому вираз для визначення подачі рідини поршневим ексцентриковим насосом набуде вигляду

$$Q = 2eSn. \quad (3.92)$$

У поршневому ексцентриковому насосі величина e має обмежені значення через спрацьовування поршня та ексцентрика.

У будівельних машинах широкого застосування набули поршневі ексцентрикові насоси типу H і $HP-\Phi$ (рис. 3.39). Рідина з гідробака через всмоктувальний трубопровід 1 потрапляє у внутрішню камеру насоса 2, в якому вал з ексцентриками зміщені відносно один одного на 120° . В одній площині вертикально встановлені порожні поршні 4 зі всмоктувальними

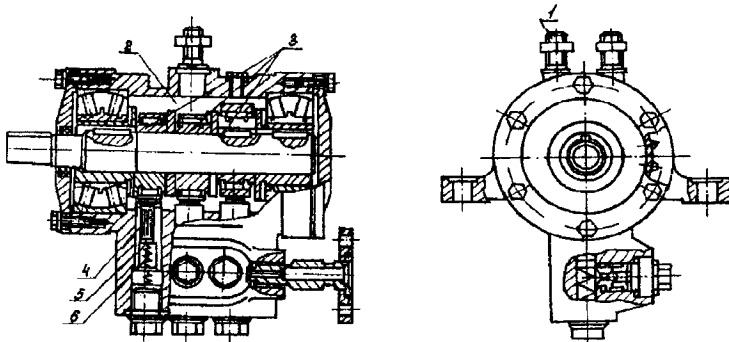


Рис. 3.39. Поршневий ексцентриковий насос

клапанами 5, які знизу притиснуті пружинами 6. При періодичному переході ексцентрика з нижнього положення у верхнє пружина, що притискує всмоктувальний клапан до обійми ексцентрика, переміщує його від поршня до упора в кільцевий виступ. Через це рідина з камери надходить в порожнину циліндра. При подальшому зменшенні ексцентриситету пружина висуває одночасно клапан і поршень на величину, що дорівнює подвійному ексцентриситету $2e$, - відбувається всмоктування. При зміні знака ексцентриситету ексцентрик виходить із крайнього верхнього положення і натискує на обійму. Подолавши опір пружини, він притискує клапан до сідловини в поршні і закриває вхід у порожнину, після чого починається процес нагнітання. Рідина з порожнини циліндра підводиться в отвір зворотного клапана, відтискує кульку, долаючи опір пружини і далі через нагнітальний клапан надходить в гідросистему. Повний шлях поршня дорівнює подвійній величині ексцентриситету.

Подача поршневого ексцентрикового насоса

$$Q = ShzKn, \quad (3.93)$$

де K - число рядів поршнів.

Загальний ККД поршневих ексцентрикових насосів складає 75%.

3.4. ГІДРОДВИГУНИ

Гідродвигун – це машина для перетворення енергії потоку рідини у енергію вихідної ланки. Динамічні гідродвигуни представлені у техніці різного роду гідротурбінами, а об'ємні – гідроциліндрами, поворотними гідродвигунами та гідромоторами.

Гідроциліндр – це об'ємний гідродвигун зі зворотно–поступальним рухом вихідної ланки – штоку або плунжера. Поворотний гідродвигун є об'ємною гідромашиною з обмеженим поворотним рухом вихідної ланки – вала. Гідротурбіна та гідромотор – це гідродвигуни з необмеженими обертальними рухами вихідної ланки (вала).

Умовне зображення гідромоторів показано на рис. 3.40.

Нереверсивний (а) та реверсивний (б) нерегульований гідромотор

Нереверсивний (в) та реверсивний (г) регульований гідромотор

Поворотний нерегульований реверсивний гідродвигун

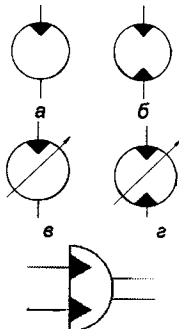


Рис. 3.40. Умовне позначення гідромоторів

3.4.1. ЗУБЧАСТІ (ШЕСТЕРЕННІ) ГІДРОДВИГУНИ

Шестеренні гідромотори конструктивно схожі на шестеренні насоси. Відмінності полягають в наявності осьового розвантажувального каналу для відводу робочої рідини. Шестеренні гідромотори часто застосовуються в гідроприводах навісних агрегатів самохідних машин і транспортних засобів, а також в сільськогосподарській техніці для приводу транспортерів, розкидачів, вентиляторів, компресорів.

Робочий об'єм шестеренних гідромоторів знаходиться в межах від 1 до 200 см³, максимальний робочий тиск - до 30 МПа, діапазон частот обертання 500...10000 хв⁻¹.

Для підвищення крутних моментів на малих частотах обертання застосовують гідромотори з планетарними шестернями. Вони мають більшу величину робочого об'єму при обмежених габаритних розмірах. Це досягається за рахунок того, що на кожен оберт приводного валу припадає велика кількість тактів витіснення. До гідромоторів робоча рідина підводиться через лінію А і відводиться через лінію В (рис. 3.41). У розподільнику 2, запресованому в корпус 1, передбачені два кільцевих канали 13 для підводу і відведення рідини та 16 поздовжніх жолобків розподільчої шайби 10, яка

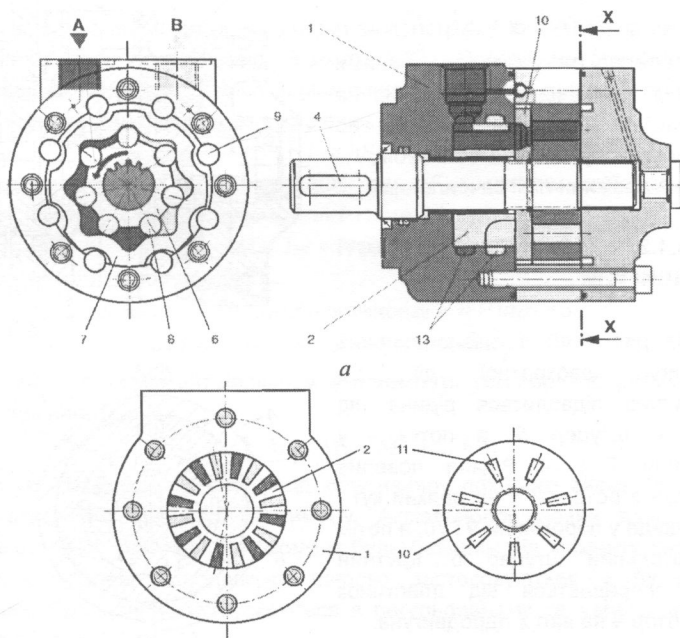


Рис. 3.41. Гідромотор з планетарними шестернями (а) та розподільник потоку рідини (б)

з'єднана з валом 4 за допомогою шліцьового з'єднання.

Таким чином, ротор 6 і розподільна шайба 10 обертаються з однаковою швидкістю. Радіально розташовані пази 11 (рис. 3.41, б) на розподільній шайбі з'єднують розподільник 2 з робочими камерами, утвореними внутрішньою поверхнею полого колеса 7, зовнішньою поверхнею ротора, внутрішніми роликками 6 та бічними поверхнями. Половина з наявних 16-ти поздовжніх жолобків у розподільнику з'єднана з напірною лінією, а інша половина – зі зливною. Всі робочі камери, які в певний момент збільшують свій об'єм, з'єднуються за допомогою розподільної шайби з напірної лінією, а всі камери з об'ємом, що зменшується – зі зливною лінією. Тиск в робочих камерах створює крутний момент на роторі. При цьому порожнє коло 7 спирається на зовнішні ролики 9.

На кожен оборот валу відбувається до 8-ми процесів зміни об'єму кожної з камер.

Подаючи до однієї з камер гідромотора подати рідину під тиском, а через іншу її відводити, то при наявності контакту по лінії торкання зубів, що знаходяться в зачепленні з боку подачі рідини, утвориться робоча камера, тиск в якій створюватиме обертальний момент на вихідному валу, величина якого визначається за формулою:

$$M_T = p \cdot b \cdot (m^2 \cdot z + m^2 - l^2),$$

де p – перепад тиску між порожнинами підвідною та відвідною; b – ширина шестерні; m – модуль шестерні по дільному колу; z – кількість зубів; l – половина довжини лінії зачеплення.

3.4.2. ПЛАСТИНЧАСТІ ГІДРОДВИГУНИ

На рис. 3.42 показано типовий гідродвигун двократної дії. До гідродвигуна підводиться рідина під тиском в штуцер 5, а потім - у порожнини 7 і 8. Рідина поверне пластинки з ротором 4 на деякий кут і далі надійде у порожнини 9 і 10, а потім в нагнітальний штуцер 6. Крутний момент передається від пластинок через ротор 4 на вал 2 гідродвигуна.

Пластинки в роторі розташовані під кутом, тому робота гідродвигуна

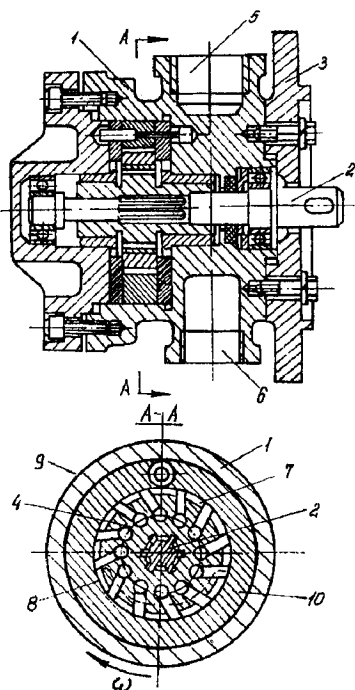


Рис. 3.42. Пластинчастий гідромотор двократної дії

вимагає дотримання напряму обертання вала 2. Гідродвигун з'єднується з машиною за допомогою фланця 3.

Найбільший крутний момент пластинчастого гідродвигуна однократної дії без урахування впливу об'єму платівок виражається формулою

$$M = 2pble. \quad (3.94)$$

Крутний момент пластинчастого гідродвигуна двократної дії можна обчислити за виразом

$$M = 2pS\delta, \quad (3.95)$$

де p – тиск рідини; S - робоча площа пластинки; δ - плече сили тиску рідини, що прикладена до пластинки.

$$S = bh = b(R - r); \quad \delta = \frac{R - r}{2}.$$

Звідси отримаємо

$$M = Pb(R^2 - r^2). \quad (3.96)$$

Нерівномірність крутного моменту гідродвигуна при обертанні вала зменшується із збільшенням кількості пластинок, але до визначеного їхнього числа.

3.4.3. АКсіАЛЬНО-ПРОШНЕВІ ГІДРОДВИГУНИ

Аксіально-поршневі гідродвигуни за конструкцією аналогічні аксіально-поршневим гідронасосам (рис. 3.36 та 3.37). Робота мотора (рис. 3.36) здійснюється так. Якщо робоча рідина з тиском p діє на поршень площею S , то сила, яка переміщує поршень дорівнює

$$F = pS.$$

Розкладемо цю силу на дві складові: силу F_H , напрям якої йде вздовж поршня, і силу T_H , яка утворює крутний момент, тоді

$$M = T_H r = Fr \sin \beta, \quad (3.97)$$

де r - радіус циліндрового блока.

Якщо у виразі (3.97) зробити підстановку $F = P' \operatorname{tg} \alpha$, то

$$M = P' r \operatorname{tg} \alpha \sin \beta = FR \sin \alpha \sin \beta.$$

Сумарний крутний момент дорівнює сумі моментів усіх поршнів, розміщених в порожнині нагнітання:

$$\sum M = M_1 + M_2 + \dots + M_n. \quad (3.98)$$

Сума моментів залежить від кута нахилу похилого диска, який може змінюватися від нуля до максимуму. Аксіальнопоршневий двигун може працювати тоді, коли крутний момент буде більшим від моменту сил тертя. Аксіальнопоршневі гідродвигуни широко застосовуються у будівельних машинах. Гідродвигуни випускаються в регульованому та нерегульованому виконанні (рис. 3.37).

3.4.4. ВИСОКОМОМЕНТНІ ГІДРОДВИГУНИ

Високомоментні гідродвигуни призначені для роботи з малою частотою обертання вала і великим крутним моментом. Застосування таких гідродвигунів дозволяє створити гідропривод без редуктора, що зменшує вагу і розміри привода. Привод на основі високомоментних гідродвигунів дозволяє отримати безступеневе регулювання швидкості та реверсування руху, захищає деталі привода від руйнування при перевантаженні, збільшує продуктивність машини за рахунок легкої зміни режимів роботи. Крім того, такий привод дозволяє зменшити вагу машини, спростити її конструкцію, поліпшити естетичні показники. Прикладом цього може бути заміна в екскаваторах механічного привода гідравлічним. На будівельних машинах знайшли широке застосування радіальні роторно-поршневі гідродвигуни однократної дії (з кривошипно-шатунним механізмом) і багатократної дії (з профілюючим копром).

Схема кривошипно-шатунного гідродвигуна однократної дії зображена на рис. 3.43. До складу двигуна входить блок циліндрів 1 зіркоподібної форми з радіально розміщеними робочими камерами 2, в яких розміщені поршні 3. Результуюча сила гідростатичного тиску передається через шатуни 4 на ексцентриковий кулачок 5 приводного вала і обертає його. За один оберт вала кожний поршень виконує робочий хід.

Гідродвигун багатократної дії (рис. 3.44) складається з блока циліндрів 1, в якому розміщені поршні 2. Поршні мають ролики 3, які перекочуються по внутрішній поверхні профілю. Від розподільника 5 рідина поступає під поршні 2. У розподільнику 5 є напірні та зливні канали. Під тиском рідини поршень 2 рухається і своїми роликами 3 упирається у внутрішню поверхню профілю 4.

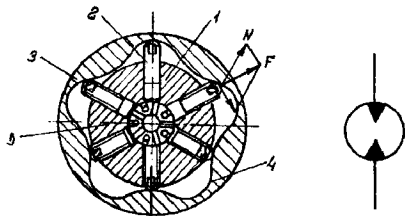


Рис. 3.44. Схема високомоментного гідродвигуна багатократної дії

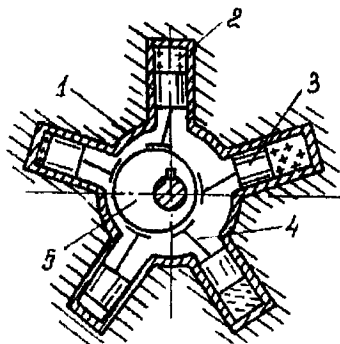


Рис. 3.43. Схема високомоментного кривошипно-шатунного гідродвигуна

При обкатці ролика за напрямною виникає тангенціальне сила T , яка створює крутний момент на роторі. Це сила прикладена до центра ролика і передається на ротор через поршень. Кількість подачі рідини визначається швидкістю обертання

гідродвигуна. Реверсування гідродвигуна здійснюється зміною напрямку руху рідини.

На вітчизняних екскаваторах застосовуються високомоментні гідродвигуни типу МР. На рис. 3.45 зображена схема високомоментного гідродвигуна типу МР. Він має ротор 1, встановлений на двох кулькових підшипниках, які розміщені у кришках 4 і 7. Трубами ротора з підводячої магістралі й колектора в розподільному блоці 11 через розподільну втулку 9 робоча рідина поступає в підпоршневий простір.

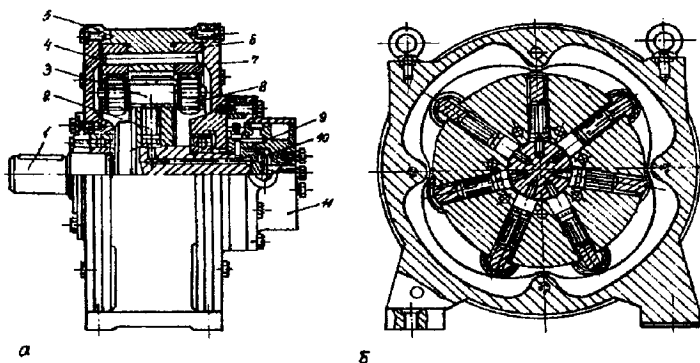


Рис. 3.45. Високомоментний гідродвигун типу МР

Сила від тиску рідини на поршень 2 передається траверсі 3 і потім на обидві голкові підшипники 8. Підшипники спираються на профілюючу стрічку копирів 6, що закріплені в корпусі 5. У місці контакту підшипників з копром виникає сила, яка створює крутний момент і примушує ротор гідродвигуна обертатися. При переході підшипників на другий бік профільної стрічки розподільна втулка з'єднує поршневий простір зі зливною магістраллю, і поршень 2 переміщується до осі гідродвигуна, виштовхуючи робочу рідину на злив. Для фіксування положення втулки застосовано установчо-фіксуючий елемент 10.

Основними параметрами приводів обертання є крутний момент $M_{кр}$, частота обертання n і потужність N привода. Перемінну $M_{кр}$ і n для діючих потужностей електродвигунів і двигунів внутрішнього згоряння можна задати рядом гіперболічних кривих (рис. 3.46), які умовно можна розмістити у зонах I, II та III.

Область I характерна низькими крутними моментами і високими частотами обертання. Область III

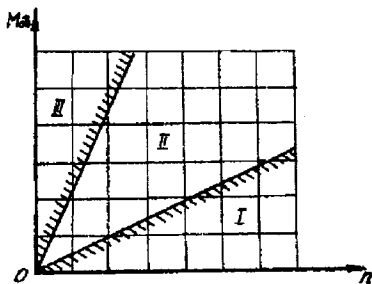
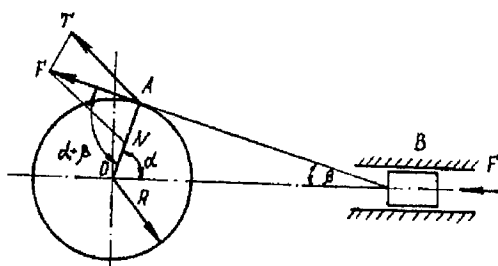


Рис. 3.46. Області застосування гідродвигунів

характерна високими крутними моментами і низькими частотами обертання; область II є перехідною. Щодо гідродвигунів, то можна зазначити, до області I належать високообертові низькомоментні гідродвигуни, до області III - високомоментні однократної дії.

У високомоментних гідродвигунах однократної дії кінематика поршня



Рису. 3.47. Схема роботи кривошипно-повзунного механізму гідродвигуна

впливає на рівномірність витрати, обертання й відведення енергії на крутний момент вала. На поршень гідродвигуна діє сила гідростатичного тиску (рис. 3.47).

$$F = PS = P \frac{\pi d^2}{4}, \quad (3.99)$$

де d - діаметр поршня; P - тиск рідини.

Сила у точці A складається з радіальної N і тангенціальної T складових. Тангенціальна сила створює крутний момент на валу гідродвигуна

$$T = F \sin(\alpha + \beta) = \frac{F \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}, \quad (3.100)$$

Крутний момент

$$M_{об} = Te = \frac{Fe \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}, \quad (3.101)$$

де e - ексцентриситет кулачка приводного вала.

Вираз (3.101) вказує на залежність крутильного моменту від кута повороту вала для одного поршня. Крім цього воно показує, що гідродвигуни з кривошипно-шатунним механізмом мають пульсуючий крутний момент. Нерівномірність має місце для умов робіт гідродвигуна при постійному тиску. В робочих умовах змінюється навантаження на валу гідродвигуна, тобто змінюється моменти опору, в цьому разі тиск у системі змінюватиметься залежно від навантаження.

У гідродвигунах розподілом рідини керує спеціальний механізм - розподільник. З його допомогою кожна робоча камера підключається до лінії підведення чи відведення рідини.

Застосовують розподільники цапфові і плоскі, вони мають відповідно циліндричну та плоску розподільникові поверхні.

У високомоментних гідродвигунах однократної дії кривошипно-шатунного або кривошипно-кулісного типу корпус 1 з робочими камерами не обертається, у цапфових розподільниках цих гідродвигунів обертається вісь 2 розподільника (рис. 3.48).

На осі є дві серпоподібні канавки 3 підведення та відведення рідини, які отворами 4 з'єднані з підвідними та зливними канавками. Розмір перемички e між серпоподібними канавками жорстко зв'язаний з розміром каналів d' , що з'єднують розподільник з робочими камерами.

У плоского розподільного механізму рухомих вузлом є сам ротор, а в гідродвигунах однократної дії з нерухомими робочими камерами - розподільник 1 (рис. 3.49), що розміщений в окремому корпусі 3, закріпленому на вільному торці корпусу 2

гідродвигуна. У розподільнику є дві серпоподібні канавки 4, зв'язані канавками 5 з підводними та зливними канавками. Канавки з'єднують розподільник з робочими камерами.

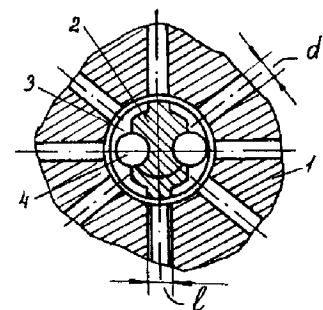


Рис. 3.48. Цапфовий розподільник

Для вибору необхідного гідродвигуна користуються технічною характеристикою, в якій вказується загальний ККД. Втрати енергії у гідродвигуні бувають механічні, гідравлічні та об'ємні. Механічні втрати пропорційні навантаженню і залежать від частоти обертання; гідравлічні втрати також пропорційні частоті обертання, а об'ємні - навантаженню, тобто тиску.

Об'ємний ККД

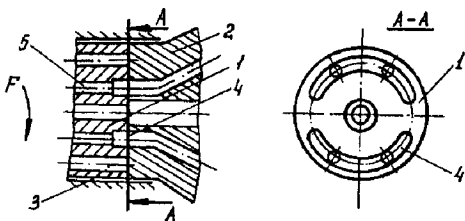


Рис. 3.49. Плоский розподільник

$$\eta_0 = 1 - \frac{\Delta n}{n} = 1 - \frac{\sum \Delta Q}{Q}, \quad (3.102)$$

де Δn - зменшення частоти обертання; ΔQ - сумарні об'ємні втрати.

Сумарні об'ємні втрати можна виразити як функцію тиску робочої рідини:

$$\sum \Delta Q = \frac{P}{P_H} Q_H (1 - \eta_{0.H}), \quad (3.103)$$

де P - розрахунковий тиск рідини; P_H - номінальний тиск рідини; Q_H - номінальна витрата.

Підставимо (3.103) у (3.102) і отримаємо вираз об'ємного ККД на режимах, відмінних від номінальних:

$$\eta_0 = 1 - \frac{P}{P_H} \frac{Q_H}{Q} (1 - \eta_{0.H}) = 1 - \frac{M_{\sigma\sigma}}{M_{0.H}} \frac{n_H}{n} (1 - \eta_{0.H}). \quad (3.104)$$

Із зменшенням навантаження об'ємний ККД збільшується, із зменшенням частоти обертання – зменшується.

Механічний ККД

$$\eta_M = 1 - \frac{\sum \Delta M}{M_T}, \quad (3.105)$$

де $\sum \Delta M$ – сумарний момент від сил сухого тертя і втрат моменту на подолання сил сухого тертя $\Delta M_{с.тр}$ і сил в'язкого тертя $\Delta M_{в.тр}$, тобто

$$\sum \Delta M = \Delta M_{с.тр} + \Delta M_{в.тр}.$$

Із зниженням частоти обертання механічний ККД збільшується.

Гідрравлічні втрати виникають внаслідок подолання місцевих опорів

$$\Delta P = 0,5\lambda\rho V^2, \quad (3.106)$$

де λ – коефіцієнт гідрравлічного опору; ρ – густина рідини, кг/м^3 ; V – швидкість потоку, м/с .

З формули (3.106) видно, що гідрравлічні втрати пропорційні квадрату швидкості потоку рідини. Швидкість потоку V виразиться через подачу Q або частоту обертання гідродвигуна, тоді

$$\Delta P = 0,5\lambda\rho \frac{Q^2}{S}. \quad (3.107)$$

Гідрравлічний ККД

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{\Delta P_{\Gamma}}{P}. \quad (3.108)$$

Гідрравлічний ККД збільшується зі зменшенням частоти обертання гідродвигуна. Загальний ККД високомоментного гідродвигуна дорівнює добутку об'ємного, механічного та гідрравлічного ККД:

$$\eta_{з\Gamma} = \eta_{\Gamma}\eta_M\eta_o. \quad (3.109)$$

Із виразів (3.104), (3.105) і (3.107) видно, що загальний ККД – величина змінна, і навантаження й частота обертання по-різному впливають на його складові. На рис. 3.50 показані залежності частоти обертання від навантаження для:

$\Delta p = 0,5\Delta p_{ном}$ – крива 1;
 $\Delta p = \Delta p_{ном}$ – крива 2; $\Delta p = \Delta p_{max}$ – крива 3.

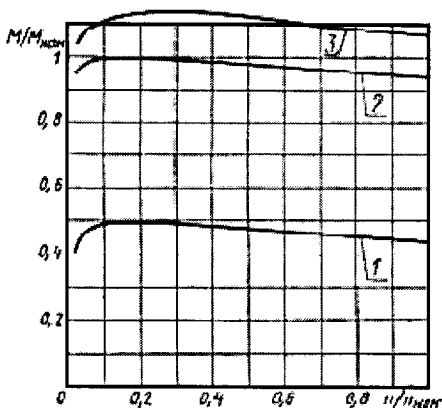


Рис. 3.50. Залежність частоти обертання валу від навантаження

Зменшення частоти обертання при об'ємних втратах

$$\Delta n = \frac{\sum \Delta Q}{V}, \quad (3.110)$$

де V - робочий об'єм.

Як відомо, об'ємні втрати залежать від тиску, тобто швидкісну характеристику можна побудувати у вигляді залежності частоти обертання від навантаження (рис. 3.50). З характеристики видно, що зі збільшенням частоти обертання навантаження падає. Якщо прийняти, що механічні витрати незначні за такого самого навантаження, то на основі виразу (3.102) витрати тиску йтимуть на подолання гідравлічних опорів. У кінці зі збільшенням втрат тиску крутний момент падає.

На зовнішній силувій характеристиці гідродвигуна (рис. 3.51, а) показані залежності зміни теоретичного $M_{об.т}$ та дійсного $M_{об.д}$ крутних моментів від навантаження.

На рис. 3.51, б зображена універсальна характеристика гідродвигунів, де лінія 1 показує залежність частоти обертання від навантаження. Вони відображають падіння частоти обертання Δn (3.110) зі збільшенням навантаження $M_{об.}$. Лінії 2 - це лінії перепадів

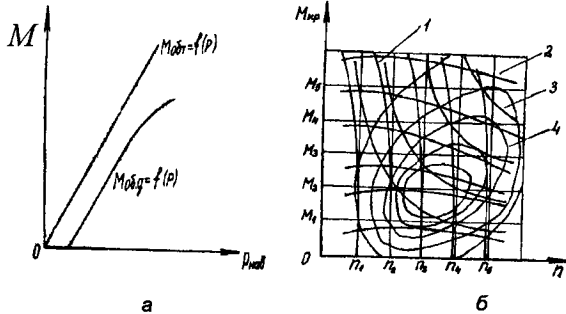


Рис. 3.51. Зовнішня характеристика (а) та універсальна характеристика (б) гідродвигуна

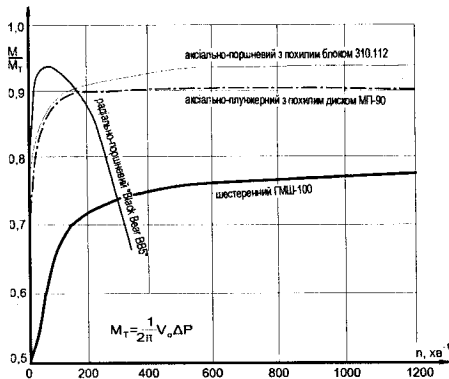


Рис. 3.52. Порівняльна характеристика гідродвигунів

тиску (іздроми).

Іздроми характеризують зміни крутного моменту залежно від частоти обертання. Гіперболічні криві 3 відображають графіки потужності

$$N = M_{об} n \rightarrow const.$$

Високомоментні гідродвигуни мають найбільший ККД (лінія 4) в зоні середніх частот обертання і середніх навантажень. Слід зазначити, що робота високомоментних гідродвигунів на середніх режимах відповідає найменшим затратам

енергії. Загальний ККД високомоментних гідродвигунів досягає 0,95.

На рис. 3.52 зображено графіки з порівняльною характеристикою деяких гідромоторів, що дозволяє побачити раціональні області їхнього застосування.

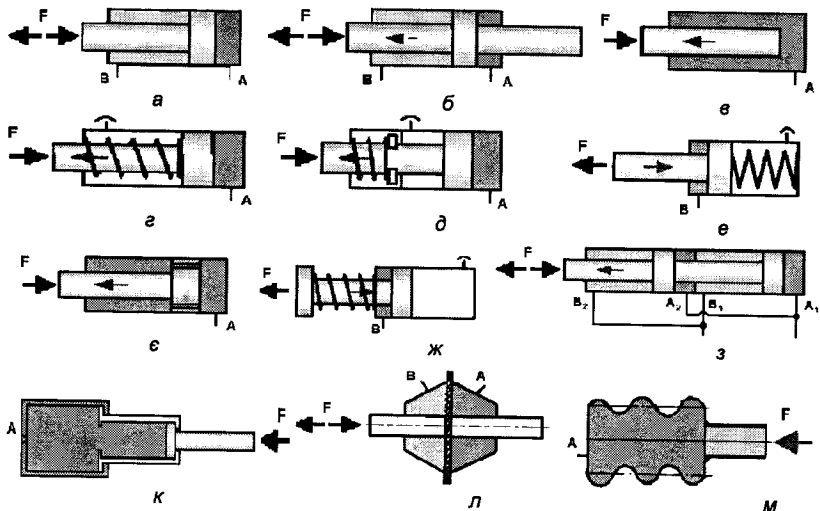
3.4.5. ГІДРОЦИЛІНДРИ

Гідравлічним циліндром називають об'ємний гідродвигун з обмеженим зворотно-поступальним рухом вихідної ланки. Гідроциліндри широко застосовуються в будівельних машинах для керування механізмами і робочими органами.

Для всіх гідроциліндрів притаманний зворотно-поступальний рух. Вони складаються із циліндра і поршня зі штоком. Поршень поділяє циліндр на поршневу та штокову порожнини. На відміну від гідромотора, гідроциліндр створює певне зусилля при поступальних (лінійних) рухах (рис. 3.53).

Гідроциліндри класифікуються за наступними ознаками:

- за напрямом дії робочої рідини: гідроциліндри однобічної дії (рис. 3.53, в, г, д, е, є, ж, к); гідроциліндри двобічної дії (рис. 3.53, а, б, з, л, м).
- за видом робочого елемента: поршневі гідроциліндри, в яких робочим елементом є однобічний (рис. 3.53, а, г, д, е, є, ж) або двобічний шток (рис. 3.53, б, з); плунжерні гідроциліндри (рис. 3.53, в) з робочим елементом у вигляді плунжера; мембранні гідроциліндри мають мембрану, яка поділяє циліндр на дві порожнини (рис. 3.53, л); сифонні гідроциліндри, циліндр яких виконаний з гнучкої камери (рис. 3.53, м).



При здійсненні лінійних переміщень на робочій машині гідроциліндр забезпечує наступні переваги:

- прямий привід від гідроциліндра простий у монтажу та розрахунку зусиль;
- відсутність пристроїв, необхідних для перетворення ротаційного руху в лінійний забезпечує високий ККД;
- гідроциліндр може розвивати максимальне зусилля на всій довжині ходу, причому величина зусилля легко обмежується за допомогою звичайного запобіжного клапана;
- швидкість руху поршня гідроциліндра залежить від об'ємних витрат та ефективної площі поршня;
- залежно від конструкції гідроциліндр здатний створювати або тільки силу стиснення, або силу стиснення та розтягу;
- параметри гідроциліндра дозволяють виготовляти привідні механізми великої потужності при невеликих габаритних розмірах.

Поршневим гідроциліндром називають циліндр, в якому робочі порожнини утворюються внутрішньою поверхнею циліндра та поршнем.

Поршневий гідроциліндр (рис. 3.54) складається з циліндра 1, штока 2, поршня 3, передньої кришки 4, штуцера 5, ущільнювальних кілець 6. Для забезпечення герметичності на поршні передбачені манжети 7 та ущільнювальне кільце 8. Рідина надходить в штуцер 5, а потім у штокову порожнину, і під дією тиску рідини поршень переміщається ліворуч. Для запобігання удару поршня по днищу гідроциліндра застосовують демпферувальний пристрій 9. Для кріплення циліндра до базової машини та механізму передбачені спеціальні вуха 10 та 11.

Швидкість поршня визначається за формулою

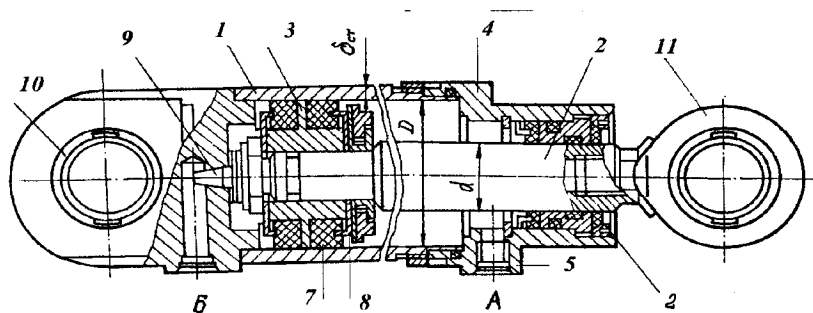


Рис. 3.54. Гідроциліндр двосторонньої дії

$$V = \frac{Q}{S}, \quad (3.111)$$

де S – площа поршня; Q – подача рідини.

Площа поршня у поршневій порожнині

$$S = \frac{\pi D^2}{4},$$

де D – діаметр поршня.

Площа поршня у штоковій порожнині

$$S = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2),$$

де d - діаметр штока поршня.

З урахуванням площ перетинів порожнин, швидкість поршня буде складати:

- при подачі робочої рідини в поршневу порожнину

$$V_n = \frac{4Q}{\pi D^2}; \quad (3.112)$$

- при подачі робочої рідини в штокову порожнину

$$V_{um} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}.$$

Сила на штоці при швидкості поршня V і тиску p

$$F = P \frac{Q}{V} = PS. \quad (3.113)$$

Сила на штоці з подачею рідини:

- у поршневу порожнину

$$F = P \frac{\pi D^2}{4};$$

- у штокову порожнину

$$F = P \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2). \quad (3.114)$$

Теоретична потужність гідроциліндра

$$N_T = FV. \quad (3.115)$$

Коефіцієнт корисної дії гідроциліндра

$$\eta_r = \frac{N_T - \Delta N}{N_T} = 1 - \frac{\Delta N}{N_T}, \quad (3.116)$$

де ΔN - втрати потужності на тертя та інші.

Час переміщення поршня в гідроциліндрі на відстань h

$$t = \frac{Sh}{Q}, \quad (3.117)$$

де h - відстань переміщення поршня.

Плунжерним називають гідроциліндр з робочим елементом у вигляді плунжера. Це гідроциліндр однобічної дії. Він складається з циліндра 1 і плунжера 2 (рис. 3.55). Рідина надходить у порожнину 3, утворену поверхнею

гідроциліндра і плунжера. Створений тиск діє на плунжер 2 і виштовхує його. Початкове положення плунжер займе тоді, коли відбувається зливання рідини. Перевага плунжерних гідроциліндрів у тому, що вони прості за конструкцією. Недоліком є однобічний напірний рух. Плунжерні гідроциліндри можуть бути з внутрішнім упором або без його. Величина зусилля, яке розвиває гідроциліндр визначається добутком площі плунжера на робочий тиск.

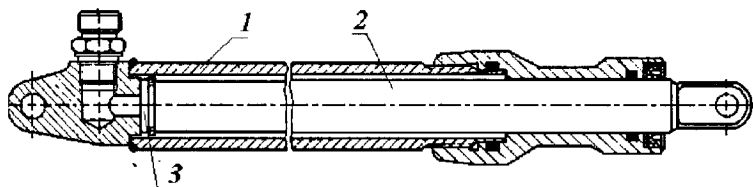


Рис. 3.55. Плунжерний гідроциліндр

Плунжерні гідроциліндри з пружинним поверненням у вихідне положення застосовуються у випадках, коли відсутня зовнішня сила для повернення у вихідне положення. Поворотні пружини можуть бути встановленими всередині гідроциліндра або зовні. Так як плунжерні гідроциліндри мають обмежену величину ходу, вони застосовуються переважно в затискних механізмах.

Мембранні гідроциліндри мають робочий елемент у вигляді гнучкої мембрани. До мембрани 1 прикріплений шток 4 (рис. 3.56).

Рідина 2 під тиском подається в камеру 3 і деформує гнучку мембрану 1. Шток 4 переміститься вгору. Вихідне положення мембрана займе при знятті тиску за рахунок пружини 5. Найпоширеніші мембранні гідроциліндри односторонньої дії із зворотною пружиною. Використовуються в обладнанні, де вимагаються значні зусилля при відносно малих переміщеннях (затискування, фіксація, перемикання, гальмування тощо).

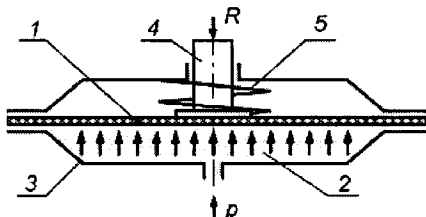


Рис. 3.56. Мембранний гідроциліндр

Оскільки не все зусилля від тиску у робочій камері передається штоку, так як частина мембрани контактує з корпусом, то його розраховують за ефективною площею S_E , яка є меншою від геометричної. При малих прогинах мембрани

$$S_E = \frac{\pi}{12} (D^2 - Dd + d^2),$$

де D - внутрішній діаметр защемлення мембрани, d - діаметр опорного диска мембрани на штоці.

Сила на штоці гідроциліндра, залежить від площі самої мембрани:

$$F = pS_E.$$

Швидкість переміщення штока

$$V = \frac{Q}{S_E}.$$

Сильфонні гідроциліндри – це циліндри з корпусом із гнучкого гофрованого матеріалу. До циліндра з одного кінця прикріплений шток, а з другого – підведена рідина. Рідина під тиском надходить у порожнину, яка подовжує гофрований циліндр і переміщає шток на відстань із силою

$$F = PS = P \frac{\pi D_{cp}^2}{4}, \quad (3.118)$$

де D_{cp} - середній діаметр гофри циліндра.

Швидкість руху штока сильфонного гідроциліндра

$$V = \frac{4Q}{\pi D_{cp}}. \quad (3.119)$$

Сильфонні гідроциліндри в будівельних машинах застосовуються рідко через обмежену стійкість штока.

Тандемні гідроциліндри (рис. 3.53, з) – це гідроциліндри, що з'єднані між собою таким чином, що шток одного з них через задню кришку іншого впливає на його поршень. Таким чином, при однакових робочому тиску та діаметрі можливе подвоєння зусиль кожного із гідроциліндрів, зрозуміло, при певному збільшенні довжини.

Телескопічні гідроциліндри складаються з кількох циліндрів. Повний шлях вихідного елемента у них дорівнює сумі довжин всіх висувних елементів. Телескопічний гідроциліндр має два і більше гідроциліндрів, складених послідовно один в другий (рис. 3.53, к). Гідроциліндр найбільшого діаметра закріплюють на машині. Гідроциліндри починають працювати при подачі тиску у нижній гідроциліндр, при цьому першим рухається той циліндр, у якого більша внутрішня площа, на яку діє рідина. Довжина висування телескопічного гідроциліндра

$$L \geq (K + 1)l, \quad (3.120)$$

де K - число рухомих гідроциліндрів; l - довжина одного циліндра.

Телескопічні гідроциліндри застосовуються на будівельних машинах де потрібне велике переміщення робочого органу при малих габаритах.

При застосуванні довгоходових гідроциліндрів виникають спеціальні проблеми стійкості пов'язані з деформацією штока від осьового навантаження. Для розрахунку стійкості гідроциліндра застосовують рівняння Ейлера, оскільки шток може розглядатися як тонкий стрижень.

Навантаження, що відповідає втраті поздовжньої стійкості (руйнівне навантаження) та максимально допустиме навантаження розраховуються за формулами:

- руйнівне навантаження на штоку, Н:
$$F_r = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l_k^2},$$

де l_k - приведена довжина ходу, мм; E - модуль пружності (для сталі - $E=2,1 \cdot 10^5$), Н/мм²; J - момент інерції круглого поперечного перерізу штока, мм⁴ ($J = \frac{\pi d^4}{64}$);

- максимально допустиме навантаження на шток, Н:
$$F = \frac{F_r}{k},$$

де k - коефіцієнт запасу ($k=3,5$). Приведена довжина ходу визначатися у відповідності з навантажувальними варіантами Ейлера (табл. 3.6).

Таблиця 3.6

Варіанти закріплення гідроциліндрів

Варіант закріплення по Ейлеру	Варіант 1 Один кінець вільний, а інший жорстко закріплений	Варіант 2 Шарніри з обох сторін	Варіант 3 Один кінець шарнірний, а інший жорстко закріплений	Варіант 4 Два кінці жорстко закріплені
Схема				
Приведена довжина ходу	$l_k = 2l$	$l_k = l$	$l_k = 0,7l$	$l_k = 0,5l$

Для спрощення розрахунків деяке підвищення жорсткості, що забезпечується гільзою циліндра, не враховується. Це забезпечує граничні вимоги безпеки стандартних гідроциліндрів, позиція встановлення яких зазвичай невідома.

В гідроциліндрах для того, щоб поршень плавно і без ударів підходить до торцевих поверхонь циліндра, на поршні 1 роблять виступи 2, які відповідають за діаметрам отворів, куди вони входять, забезпечуючи демпфірування за рахунок опору витіснення рідини (рис. 3.57). Демпфування може бути регульованим та нерегульованим. При регульованому демпфуванні кінцева демпфуюча втулка 2 входить до отвору в дні 3 гідроциліндра і плавно перекидає прохідний переріз, через який витісняється рідина з поршневої порожнини 4.

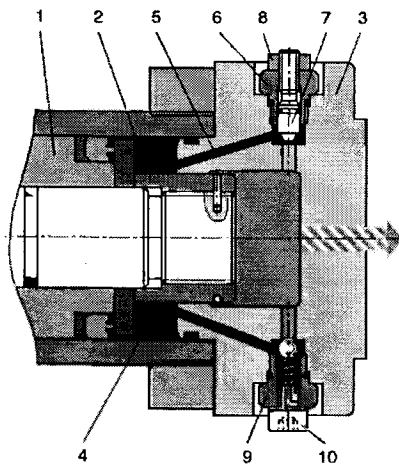


Рис. 3.57. Регульоване демпфірування на дні гідроциліндра

Коли прохідний переріз зменшується практично до нуля, рідина зможе витікати тільки через отвір 5 та дросель 6, що дозволяє налаштувати степінь демпфірування. Чим менший прохідний переріз, тим більша ефективність демпфування кінцевого положення.

Конструкція дроселя запобігає можливості викручування гвинта 7 при налаштуванні кінцевого демпфування. Встановлене положення дроселя фіксується контргайкою 8. Зворотний клапан 9 вільно пропускає робочу рідину в порожнину 4 на початку робочого ходу висування штока. Таким

чином, забезпечується обхід дросельної щілини. Для випуску повітря передбачений вентиляційний гвинт 10.

Демпфірування кінцевого положення повинно забезпечувати можливість контрольованої затримки (гальмування) при русі штока в обидва напрямки. При цьому величина енергії руху, яка визначається переміщеною гідроциліндром масою та швидкістю руху, не повинна перевищувати максимальну робочу ефективність демпфірування. Гальмівна енергія перетворюється при демпфіруванні в тепло за рахунок дроселювання рідини.

Зазвичай номінальний тиск гідроциліндра не повинен перевищувати значення середнього тиску демпфування

$$p_D = \frac{F_B}{S_D},$$

де F_B – гальмівне зусилля, Н ($F_B = m \cdot a + p \cdot S_{nop}$ – для висування, $F_B = m \cdot a + p \cdot S_{um}$ – для втягування); S_{nop} та S_{um} – площі поршневої та штокової порожнин, м²; p – тиск, Па; m – маса яка переміщується, кг; a – прискорення рівномірного сповільнення, м/с² ($a = \frac{v^2}{2l_g}$); l_g – шлях гальмування; v – швидкість руху, м/с; S_D – ефективна площа демпфування.

Якщо в результаті розрахунку p_D виходить занадто великим, слід або збільшити довжину шляху гальмування, або знизити робочий тиск.

Сервоциліндри. Істотною відмінною ознакою систем сервоциліндрів є наявність гідростатичних опор штока. Циліндри з гідростатичною опорою застосовуються там, де потрібна мінімальне тертя при високих частотах коливань штока з невеликими амплітудами.

Системи сервоциліндрів використовуються у випадках, де потрібна найвища динаміка і точність лінійних приводів, тобто в стендах і установках для дослідження властивостей матеріалів і приладів. Системи сервоциліндрів в основному складаються з наступних вузлів: сервоциліндра 1, сервоблока керування 2, електроніки для регулювання та налаштування 3, датчика 4 та допоміжних комунікаційних пристроїв 5 (рис. 3.58).

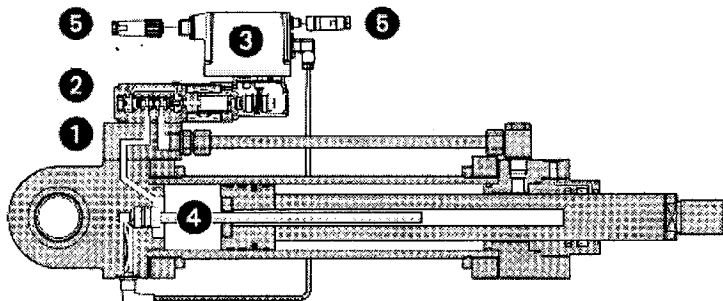


Рис. 3.58. Структура сервоциліндра

Вибір конструкційного типу циліндра визначають чотири відмінних особливості: допустимий рівень тертя циліндра в умовах експлуатації; поперечне зусилля на штоку; необхідні робочі швидкості; мінімальні амплітуди або розрахункові переміщення.

Залежно від умов застосування відомі наступні типи сервоциліндрів:

- сервоциліндри з гідростатичним клиновим зазором пори штока;
- сервоциліндри з гідростатичними «кишенями» опорами штока.

Сервоциліндри з гідростатичним клиновим зазором для опори штока (рис. 3.59) застосовуються для швидкостей до 2 м/с при невеликих бічних

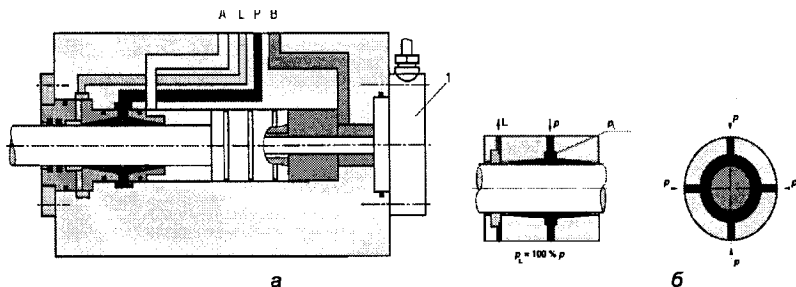


Рис. 3.59. Схеми сервоциліндра з опором штока у вигляді гідростатичного клинового зазору (а) та опори штока (б)

навантаженнях (наприклад, від власної маси або сили інерції). Такі циліндри використовуються для робочих тисків до 21 МПа і номінальних зусилля від 1 до 4000 кН.

Можливі такі типи кріплення: шарнірні опори з боку головки і дна, фланець з боку головки і дна, кріплення на лапах або цапфах.

Сервоциліндри обладнуються вбудованими безконтактними індуктивними датчиками переміщення, які дозволяють фіксувати та передавати в електронну систему керування сигнал про фактичне положення поршня.

Вбудовані в сервоциліндр ущільнення не навантажуються робочим тиском, що дозволяє мінімізувати тертя, яке в 3...4 рази менше в порівнянні зі звичайними гідроциліндрами.

Для гідроциліндрів, що працюють в широкому діапазоні швидкостей при великих бічних навантаженнях на штоку, застосовуються гідростатичні «кишені» опори штока (рис. 3.60). Такі циліндри використовуються для робочих тисків до 28 МПа і номінальних зусиль від 10 до 10000 кН.

Можливі типи кріплення: фланець, закріплений на голівці або дні, або цапфи. Можлива комбінація типів кріплення.

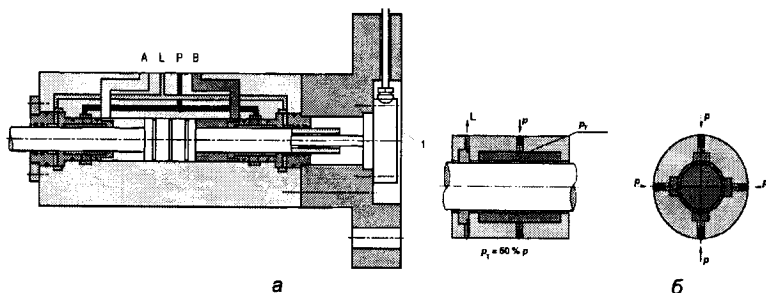


Рис. 3.60. Схеми сервоциліндра з гідростатичними «карманами» опори штока (а) та опори штока (б)

Гідростатична опора такого сервоциліндра має чотири розташовані навколо штока кишені, які центрують шток всередині наявного радіального зазору. При відсутності радіальної сили, тиск в карманах дорівнює 50% від робочого тиску p . Радіальна сила викликає деяке радіальне зміщення штока, в результаті чого зростає тиск в кишені, що забезпечує центрування штока.

Для отримання високих динамічних властивостей гідроприводів довжина з'єднувальних гідроліній між системою керування та сервоциліндром повинна бути мінімальною. Щоб домогтися цього, сервоблок встановлюють безпосередньо на сервоциліндрі. Трубопроводи підключаються до агрегату через сервоблок, який має системи обмеження зусилля, фільтрації робочої рідини, що надходить до опорних підшипників та реалізує акумулявання гідравлічної енергії.

3.4.6. ПОВОРОТНІ ГІДРОДВИГУНИ

Гідродвигун, в якого вихідний елемент може повертатися на значний кут, називається поворотним. За конструкцією робочих порожнин вони поділяються на пластинчасті та поршневі (рис. 3.61).

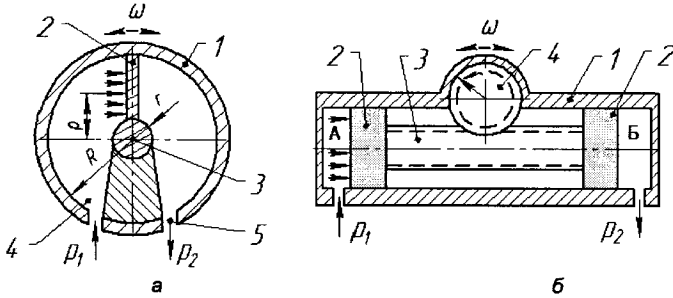


Рис. 3.61. Поворотні гідродвигуни

Пластинчасті гідродвигуни мають зворотно-обертальний рух. За кількістю пластинок поділяються на одно-, дво- і трипластинчасті. На рис. 3.61, а зображена схема однопластинчастого поворотного гідродвигуна, який складається з корпусу 1, пластини 2 і вала 3. Пластина 2 поділяє циліндр на

дві порожнини, в кожену з яких подається поперемінно робоча рідина через канавки 4 і 5. Якщо під тиском подати рідину через канавку 4, то сила рідини перемістить пластину 2 у правий бік. Пластина 2 з'єднана з вихідним валом 3. Пересування пластинки створює крутний момент на валу гідродвигуна

$$M = P\rho S = P \frac{b}{2} (R^2 - r^2), \quad (3.121)$$

де ρ - тиск робочої рідини; r - відстань від осі обертання вала до центра тиску робочої рідини, $\rho = (R+r)/2$; S - робоча площа пластини, ($S = (R-r)b$); b - ширина пластини.

Кутова швидкість вихідного вала

$$\omega = \frac{2Q}{b(R^2 - r^2)}. \quad (3.122)$$

На рис. 3.62 зображено схеми дво- та трипластинчастих гідродвигунів, які складаються з корпусу 1 з внутрішніми

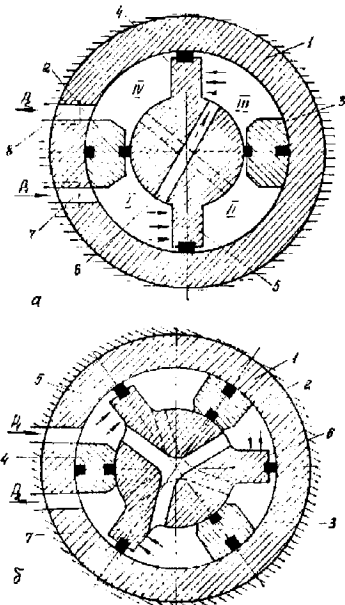


Рис. 3.62. Дво- і трипластинчастий гідродвигуни

виступами 2 і 3, пластин 4 і 5 і канавки 6 між протилежними порожнинами. Пластини 4 і 5 внутрішню порожнину поділяють на чотири камери I, II, III, IV. При подачі робочої рідини в канал 7 рідина надійде у камеру I і через канал 6 перейде в камеру III. Сила тиску рідини на поверхню пластин 4 і 5 створює крутний момент на валу.

Робоча рідина з камер II і IV відводиться через канал 8. Аналогічно працює і трипластчастий гідродвигун. Крутний момент в нього більший, ніж у двопластинчастому.

Поршневі поворотні гідродвигуни аналогічні поршневим гідродвигунам, тільки в їх конструкцію вводиться рейкове зубчасте зачеплення. На рис. 3.61, б зображено схему поршневого зворотного гідродвигуна, який складається з корпусу 1, двох поршнів 2, між якими розміщується шток з зуб'ями 3, а у зачепленні з ним – зубчасте колесо 4. Поршні 2 утворюють порожнини I і II. Вихідним елементом двигуна є вал зубчастого колеса 4. Підведення робочої рідини в порожнину I спричинює рух поршня 2 з рейкою 3 праворуч. Зубчаста рейка 3 передає поступальний рух через зубчасте зачеплення на зубчасте колесо, яке передає крутний момент проти годинникової стрілки. Якщо змінити напрямок потоку робочої рідини і підвести її у порожнину II, то вал зубчастого колеса повернеться проти годинникової стрілки. Крутний момент на валу зубчастого колеса

$$M = \frac{PSD}{2}, \quad (3.123)$$

де D – діаметр зубчастого колеса.

3.5. ГІДРОПЕРЕВОРЮВАЧІ

Гідроперетворювачі (за старою термінологією - мультиплікатор) - це об'ємна гідромашина, призначена для перетворення енергії одного потоку робочої рідини в енергію іншого потоку з іншим значенням тиску.

Поступальний гідроперетворювач (рис. 3.63, а) складається з поршневого гідродвигуна і поршневого насоса з поршнями різних діаметрів $D_1 > D_2$, обертовий гідроперетворювач (рис. 3.63, б) - із гідромотора і насоса з різними робочими об'ємами ($q_d > q_n$), у яких вихідна і вхідна ланки жорстко зв'язані між собою.

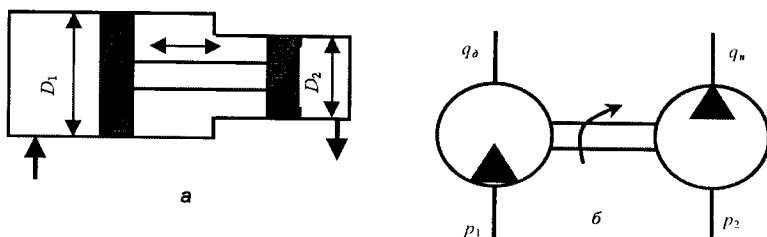


Рис. 3.63. Гідроперетворювачі

При подачі в двигун рідини з тиском p_1 у насосі створюється тиск іншого потоку рідини $p_2 > p_1$. Якщо зневажити втратами, то коефіцієнт підсилення гідравлічного перетворювача тиску, під яким розуміється відношення вихідного тиску до вхідного, буде

$$\frac{p_2}{p_1} \approx \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad \text{або} \quad \frac{p_2}{p_1} = \frac{q_d}{q_n}. \quad (3.124)$$

Звичайно гідропретворювачі застосовуються для підвищення тиску в гідросистемах із насосами низького тиску.

3.6. ГІДРОДИНАМІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

Гідродинамічною передачею називається пристрій для передачі механічної енергії за рахунок зміни моменту кількості руху робочої рідини, що протікає в лопатевих насосах, тобто в результаті взаємодії потоку рідини і робочих коліс.

Основними достоїнствами гідродинамічних передач є відносна простота конструктивного виконання, безшумність роботи, відсутність жорсткого зв'язку між ведучими і веденими валами, що полегшує запуск двигунів і сприяє згладжуванню пікових навантажень і крутильних коливань у приводі.

Застосування гідродинамічних передач дозволяє істотно поліпшити характеристики приводних двигунів і підвищити надійність і економічність роботи будівельних машин, режими роботи яких характеризуються важкими умовами пуску і різкими коливаннями навантаження.

Гідродинамічні передачі підрозділяють на гідродинамічні муфти (гідромуфти), які передають крутний момент, не змінюючи його величини, і гідродинамічні трансформатори (гідротрансформатори), що передають крутний момент із зміною його за величиною, а іноді і за знаком.

Основними елементами гідродинамічної передачі є лопатеві відцентрові робочі колеса, які поділяються на насосні і турбінні. Колеса з'єднуються без магістральних трубопроводів шляхом максимального зближення. Робочі колеса мають спільну робочу порожнину, утворену міжлопатевими каналами і іншими поверхнями, які обмежують і спрямовують рух робочої рідини.

Насосне колесо гідропередачі з'єднується з валом приводного двигуна і одержує від нього енергію, передаючи її потоку рідини. При обтіканні лопатей турбінного колеса потік приводить його до руху і віддає йому енергію, що використовується на веденому валу для подолання зовнішніх зусиль. З турбіни робоча рідина повертається в насос, і цикл повторюється. Параметрами входу гідропередачі є потужність N_1 , крутильний момент M_1 і частота обертання n_1 , а параметрами виходу - потужність N_2 , крутильний момент M_2 і частота обертання n_2 при дотриманні умов $N_1 > N_2$ і $n_1 < n_2$. Відношення N_1/N_2 є коефіцієнт корисної дії гідродинамічної передачі.

3.6.1. ГІДРАВЛІЧНІ МУФТИ

Гідромуфта (рис. 3.64) складається з корпусу 1, заповненого рідиною, лопатевого колеса відцентрового насоса 6, жорстко зв'язаного з валом 4 двигуна і гідравлічної турбіни 2, з'єднаної з веденим валом 3. При обертанні вала двигуна в підшипнику 5 рідина, що міститься між лопатями насоса, під дією сил інерції спрямовується від центру до периферії робочого колеса насоса, внаслідок чого кінетична енергія рідини зростає. Потрапляючи на лопаті робочого колеса турбіни 2, рідина спрямовується від периферії до центру, віддаючи частину кінетичної енергії робочому колесу турбіни і створює тим самим на ньому крутий момент.

На муфту діють моменти зовнішніх сил: момент M_1 , прикладений з боку двигуна до веденого вала 3, момент опору споживача M_2 , прикладений до веденого вала та момент тертя M_T . При усталеному режимі роботи гідромуфти сума цих моментів повинна дорівнювати нулю:

$$M_1 - M_2 - M_T = 0. \quad (3.125)$$

Оскільки M_T звичайно малий, то $M_1 \approx M_2 \approx M$.

Момент M передається турбінному колесу потоком рідини. Його величина дорівнює зміні моменту

кількості руху потоку, викликаному дією лопаток коліс. Такий потік викликає завихрення в напрямі обертання колеса. Внаслідок цього збільшується момент кількості руху потоку. Якщо середнє значення колових складових швидкості потоку рідини на границях насосного колеса V_{H_1} та V_{H_2} , то за формулою Ейлера момент кількості руху потоку рідини буде дорівнювати

$$M_1 = Q_p (V_{H_2} R_2 - V_{H_1} R_1) \quad (3.126)$$

а із насосного колеса потік рідини надходить на турбінне колесо, в якому момент кількості руху рідини зменшиться.

Оскільки напрям руху рідини в порожнині турбінного колеса протилежний дії її відцентрових сил, то циркуляція рідини в порожнині гідромуфти відбувається тільки за умови $n_H > n_T$, тобто за умови ковзання гідромуфти. При зупиненому турбінному колесі момент гідромуфти буде максимальним.

Передаточне число гідромуфти

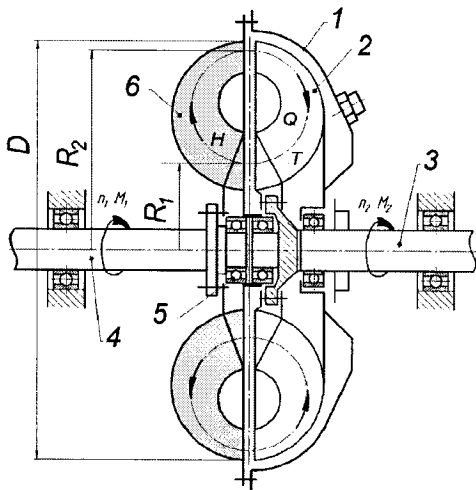


Рис. 3.64. Конструкція гідромуфти

$$i = \frac{n_T}{n_H} = 0,94 \dots 0,98. \quad (3.127)$$

Коефіцієнт трансформації моменту гідромуфти

$$K_T = \frac{M_T}{M_H}. \quad (3.128)$$

Коефіцієнт корисної дії гідромуфти

$$\eta = \frac{N_T}{N_H} = \frac{M_T \omega_T}{M_H \omega_H} = \frac{n_T}{n_H} = i. \quad (3.129)$$

Відносна різниця числа обертів ведучого і веденого валів гідромуфти називається ковзанням:

$$S = \frac{n_H - n_T}{n_H}. \quad (3.130)$$

З урахуванням (3.129) ковзання можна записати у вигляді

$$S = \frac{n_H - n_T}{n_H} = \frac{N_H - N_T}{N_H} = 1 - \eta.$$

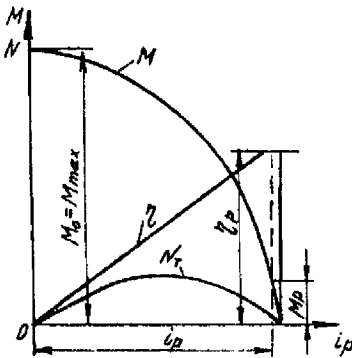


Рис. 3.65. Моментна характеристика гідромуфти

Залежність моменту M від передаточного числа i при постійному числі обертів насосного колеса $n_H = const$ називається моментною характеристикою гідромуфти (рис. 3.65).

Розглянемо зовнішню характеристику гідромуфти (рис. 3.66), яка являє собою залежність моменту "M" і ККД " η " від частоти обертання веденого вала n_2 при сталій частоті обертання ведучого вала n_1 . Якщо ковзання дорівнює $S = 0$, то і $M = 0$. Залежність $\eta = f(n_2)$ лінійна до $i = 0,97 \dots 0,98$. Коли передаточне число

наближається до 1, момент M різко зменшується і стає співмірним з моментом, що витрачається на тертя при обертанні коліс, тому ККД також різко зменшується.

Особливі точки на характеристиці: 1 – частоти обертання валів насосу і турбіни однакові, крутний момент не передається; 2 – максимальне значення ККД, муфта передає невеликий момент, тому діапазон роботи муфти – інтервал між точками 2 і 3. Достатньо широко використовується безрозмірна характеристика муфти (рис. 3.66, б), з якої можна визначити залежності коефіцієнта моменту λ і ККД від передаточного числа.

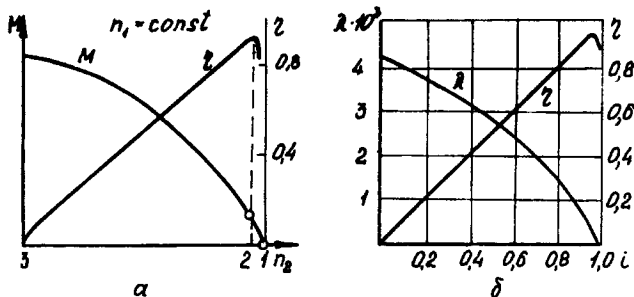


Рис. 3.66. Зовнішня характеристика гідромуфти

Зовнішня характеристика гідромуфти має вигляд спадаючих кривих. Якщо момент опору, прикладений до веденого вала, збільшується, то число обертів n_T цього вала знижується. При відсутності моменту опору n_T прямує до n_H . При великому M_T ведений вал зупиниться, в такому разі гідромуфта буде виконувати роль гідравлічного гальма.

Як відомо, енергія рідини перетворюється в теплоту. Якщо гідромуфта працює значний час з великим ковзанням, то робоча рідина достатньо нагріє гідромуфту. За таких умов потрібно застосовувати спеціальні системи охолодження гідромуфти.

Втрати енергії на нагрівання гідромуфти:

$$\Delta N = N_H (1 - \eta) = N_H S.$$

Система охолодження потребує допоміжних витрат потужності.

Розрахунок елементів гідромуфти складний і на практиці застосовують теорію потрібності, яка дає змогу за відомою характеристикою однієї гідромуфти розрахувати подібну гідродинамічну передачу

$$\frac{N_D}{N_M} = \frac{n_D}{n_M} = \left(\frac{D_D}{D_M} \right)^2; \quad (3.131)$$

$$\frac{Q_D}{Q_M} = \frac{n_D}{n_M} = \left(\frac{D_D}{D_M} \right)^3; \quad (3.132)$$

$$\frac{M_D}{M_M} = \left(\frac{n_D}{n_M} \right)^2 \left(\frac{D_D}{D_M} \right)^5 \frac{\rho_D}{\rho_M}; \quad (3.133)$$

$$\frac{N_D}{N_M} = \left(\frac{n_D}{n_M} \right)^3 \left(\frac{D_D}{D_M} \right)^5 \frac{\rho_D}{\rho_M}, \quad (3.134)$$

де D - індекс, який відноситься до дійсної машини; M - до моделі дійсної машини.

Характеристики машини можна розрахувати через частоти обертання їх валів

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2, \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (3.135)$$

$$\frac{M_1}{M_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2, \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3.$$

У практиці проектування використовують більш прості вирази:

$$N = \lambda_N \gamma D^5 n^3; \quad (3.136)$$

$$M = \lambda_M \gamma D^5 n^2, \quad (3.137)$$

де λ_N – коефіцієнт потужності; λ_M – коефіцієнт моменту; γ – питома вага робочої рідини; D – діаметр гідропередачі; n – число обертів за хвилину ведучого вала.

Із виразів (3.136) та (3.137) видно, що потужність пропорційна кубу числа обертів ведучого вала, тому гідромуфти вигідно застосовувати при великих швидкостях обертання приводного вала. При збільшенні передавальної потужності відносні розміри та вага гідропередачі на одиницю потужності зменшується, тому що передаваний крутий момент і потужність пропорційні п'ятому ступеню діаметра гідропередачі.

Для прикладу зробимо розрахунок гідропередачі. Необхідно знайти активний діаметр запобіжної гідромуфти, що передає потужність 100 кВт при частоті обертання 1480 об/хв. Гідромуфта повинна бути подібною до гідромуфти ТЛ-32, яка має діаметр D – 395 мм, працює на маслі И-12, питома вага якого $\gamma = 880 \text{ кг/м}^3$ і передає потужність 32 кВт при 1480 об/хв. Виходячи із наведених даних розрахуємо коефіцієнт потужності гідромуфти

$$\lambda_N = \frac{N}{\gamma D^5 n^3} = \frac{32}{880 \cdot 0,395^5 \cdot 1480^3} = 1,27 \cdot 10^{-9}, \text{ кВт/кгс} \cdot \text{м}^2 (\text{об/хв})^3$$

Звідси діаметр гідромуфти на 100 кВт

$$D = \sqrt[5]{\frac{N}{\lambda_N \gamma}} = \sqrt[5]{\frac{100}{1,27 \cdot 10^{-9} \cdot 880 \cdot 1480^2}} = 0,498 = 0,5 \text{ м.}$$

Гідромуфти класифікуються за призначенням і за конструктивними ознаками. За призначенням гідромуфти поділяються на такі типи:

- регулюючі – для регулювання кутової швидкості машини;
- зм'якшуючі – для зм'якшення пульсації, яка надходить від машини;
- обмежуючі – для обмеження крутильного моменту.

Ці муфти в свою чергу поділяються на запобіжні для захисту двигуна від перевантаження, розгінні – для обмеження крутильного моменту на валу двигуна під час розгону системи з великим моментом інерції, та гідромуфти постійного моменту – для підтримки передавального крутильного моменту у визначених невеликих границях незалежно від кутової швидкості вихідної ланки.

При класифікуванні гідромуфт за конструктивними ознаками розглядають можливість регулювання, циркуляцію рідини, кількість робочих порожнин, наповненість рідиною порожнин.

За можливістю регулювання їх поділяють на регульовані і нерегульовані. Регульованою називається така гідромуфта, в якій є зовнішні органи регулювання характеристики гідромуфти. У нерегульованих гідромуфтах характеристика залишається завжди постійною.

За циркуляцією рідини гідромуфти поділяються на замкнені, в яких рідина не змінює свій об'єм, і незамкнені, в яких під час роботи об'єм рідини змінюється за рахунок її циркуляції.

За кількістю робочих порожнин гідромуфти виконуються з однією і з подвійними робочими порожнинами; за заповненням рідиною порожнин поділяються на гідромуфти з постійним заповненням, які можна поділити на повністю заповнені і частково заповнені, та із змінним заповненням робочої порожнини. До останніх належать гідромуфти з внутрішнім самоспожнюванням. Кількість рідини в робочий порожнині цих муфт змінюється під час зміни навантаження.

3.6.2. ГІДРОТРАНСФОРМАТОРИ

Принцип роботи гідротрансформатора пояснюється рис. 3.67. Насосне колесо 6 обертається від вала 8, з'єднаного з валом двигуна. Для передачі крутного моменту від ведучого вала 8 до веденого вала 5 необхідно гідротрансформатор заповнити маслом. У цьому разі насосне колесо 6 при обертанні нагнітає під тиском масло в турбінне колесо 7, вал 5 якого служить для відбору потужності (розміщений у підшипниках 9). Із турбінного колеса масло надходить до прямого апарату (реактору) 3 і знову підводиться до

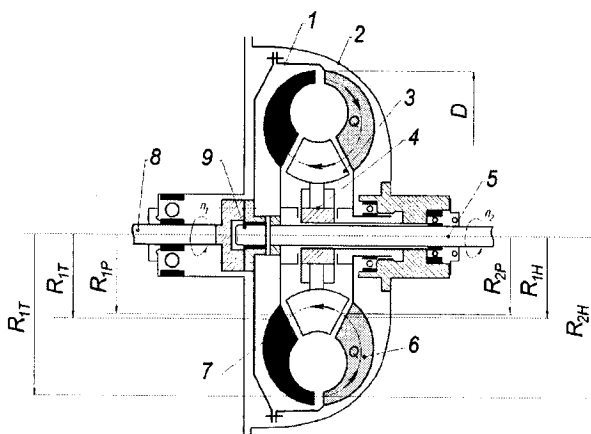


Рис. 3.67. Конструкція гідротрансформатора

насосного колеса. Таким чином утворюється замкнений рух масла по колесах гідротрансформатора. Насосне і турбінне колеса механічно не з'єднані між собою, тому в гідротрансформаторі відсутні зношувані деталі. Муфта вільного ходу встановлена

на веденому валу 5. Напрямний апарат нерухомо прикріплений до корпусу гідротрансформатора 2.

Для роз'яснення побудови характеристики гідротрансформатора умовно розріжемо всі робочі колеса, а потім розвернемо поверхню розрізу на площині і дістанемо зображення лопатей на площині (рис. 3.68).

Зазори між колесами гідродинамічних передач досить малі, тому можна приймати, що радіус виходу рідини з попереднього колеса дорівнює радіусу входу рідини у наступне. Звідси усі геометричні параметри коліс можна вважати як такі, що дорівнюють один одному.

Колеса у гідротрансформаторі можуть мати різне взаємне розташування, тому, наприклад, розглянемо рух рідини в лопатевій системі гідротрансформатора з колесами, розташованим так, як показано на рис. 3.67.

На рис. 3.68 показано напрямок всіх швидкостей на вході та виході кожного з коліс трансформатора. Звернемо увагу на колові складові абсолютних швидкостей v_u .

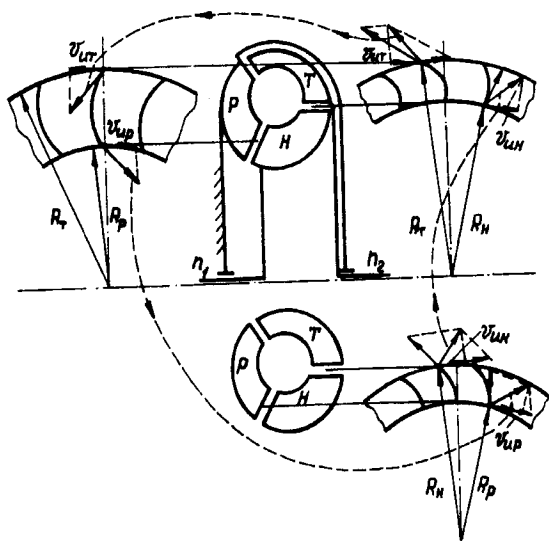


Рис. 3.68. Розгортка кола циркуляції рідини у гідротрансформаторі

На вході і виході кожного з коліс швидкості різні, але колові складові абсолютної швидкості на виході попереднього колеса і на вході наступного однакові. Позначимо v_{uh} швидкість рідини на вході турбіни, v_{ut} – на вході реактора, v_{up} – на вході насоса.

Момент, що діє на кожному з коліс гідротрансформатора дорівнює зміні моменту кількості руху. Для насоса

$$M_n = \rho Q(v_{un}R_n - v_{up}R_p), \quad (3.138)$$

де ρQ – масова витрата рідини; $\rho Q v_{un}R_n$ – момент кількості руху рідини на виході з насоса; $\rho Q v_{up}R_p$ – момент кількості руху на вході в насос. Різниця між цими моментами дорівнює моменту кількості руху.

Аналогічний вигляд мають вирази для моментів турбіни і реактора

$$M_m = -\rho Q(v_{um}R_m - v_{un}R_n) = \rho Q(v_{un}R_n - v_{um}R_m); \quad (3.139)$$

$$M_p = \rho Q(v_{up}R_p - v_{um}R_m). \quad (3.140)$$

Під час руху рідини через насос момент передається від насоса до рідини, а під час руху через турбіну – від рідини до турбіни, тому у виразі моменту для турбіни (3.139) з'являється мінус. З урахуванням знаків рівняння моментів для гідротрансформатора має вигляд

$$M_n + M_p = M_m. \quad (3.141)$$

При цьому необхідно розуміти, що момент на реакторі з'являється за рахунок зміни напрямку абсолютної швидкості v і зміни її колової складової v_{up} . Виходячи з цього, реактор повинен бути нерухомим. Рідина, входячи в реактор, не набуває додаткової енергії, а змінює напрямок швидкості.

Зовнішня характеристика гідродинамічної передачі – це графічна залежність моментів на валах і ККД від частоти обертання при сталій частоті обертання ведучого валу (рис. 3.69, а). Вона будується за результатами аналізу формул (3.138)...(3.140). При $n_1 = \text{const}$ і $n_2 \neq \text{const}$ і нерухомому

реакторі швидкості v_{un} і v_{up} будуть сталими, а швидкість v_{um} – змінною. Частота обертання веденого валу n_2 не буде впливати на момент насоса, який буде сталим, тому лінія моменту насоса – горизонтальна.

Зі збільшенням частоти обертання

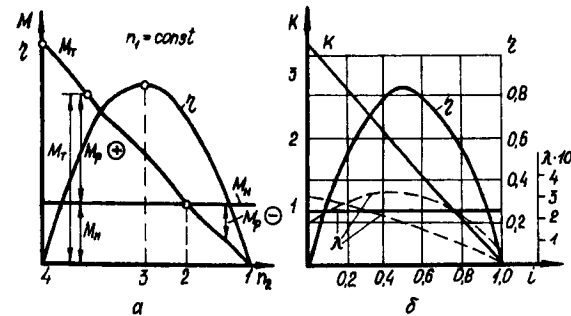


Рис. 3.69. Характеристика гідротрансформатора

веденого валу n_2 зростає швидкість v_{um} , відповідно момент турбіни M_m буде зменшуватись. Буде зменшуватись і момент реактора M_p . Можна знайти точку на характеристиці (точка 2), де v_{um} буде дорівнювати v_{up} , а $M = 0$. Із формули (3.137) видно, що при $n_2 = 0$ і $M_{m\text{max}}$ $\eta = 0$, при $n_{2\text{max}} = 0$ і M_m $\eta = 0$.

На характеристиці можна визначити такі особливі точки: точка 1 – холосте обертання веденого валу, $M_m = 0$; точка 2 – $M_p = 0$, $M_n = M_m$; точка 3 – найбільший ККД, що досягає 80...86 %; точка 4 – турбіна розвиває найбільший момент, але не обертається. В гідротрансмiсіях можна визначити такі робочі діапазони: точка 4 і справа від неї – під час руху з місця під

навантаженням і вгору, рух по ямах, заболоченій місцевості, коли необхідний великий момент і невелика швидкість; діапазон між точками 2 і 1 – їзда рівною дорогою, потрібний невеликий момент і велика частота обертання веденого вала; робота навколо точки 3 – найбільший ККД та середня частота обертання веденого вала. Звідси видно головний недолік гідротрансформатора: при найбільш бажаних високих швидкостях обертання вихідного вала ККД низький.

Безрозмірна характеристика гідротрансформатора – це залежність коефіцієнта трансформації моменту K , коефіцієнта моменту насоса λ і ККД η від передаточного числа i (рис 3.69, б). Із виразу (3.141) виходить, що крутильний момент на турбінному колесі є максимальним. При збільшенні швидкості обертання турбінного колеса швидкість руху рідини на виході з нього зменшується і змінює напрямок руху. Дія рідини на лопаті напрямного апарату зменшується, падає крутильний момент на напрямному апараті і згідно з виразом (3.141) зменшується крутильний момент на турбінному колесі. Таким чином, крутильний момент на валу турбінного колеса автоматично і безступінчато зменшується при збільшенні швидкості обертання турбінного колеса. В цей час момент на насосному колесі залишається незмінним, тому що рух рідини по лопатях турбінного колеса і напрямного апарату мало впливає на режим його роботи. Оскільки обтікання робочих коліс рідиною проходить при великих швидкостях, втрати на тертя в гідротрансформаторі значні. Вхід рідини на робочі колеса супроводжується великими ударними втратами, що також знижує ККД.

Максимальне значення ККД гідротрансформатора коливається в межах $0,8 < \eta_{max} < 0,92$. Якщо опір моменту M_T , який навантажує ведений вал, знижується, число обертів n_T вала зростає. В цей час потік рідини в робочій порожнині змінюється під дією нових умов навантаження так, що турбінне колесо розкручує його менше.

При зміні навантаження умови руху потоку змінюється на вході в напрямному апараті. За напрямним апаратом, де потік спрямований його нерухомими лопатями, вона змінюється мало тому і момент M_H насосного колеса також змінюється незначно при значній зміні моменту M_T турбінного колеса. Збільшення ρQVR спричиняє зменшення моменту M_A напрямного апарату так, що безперервно виконується умова виразу (3.141). Зовнішня характеристика гідротрансформатора

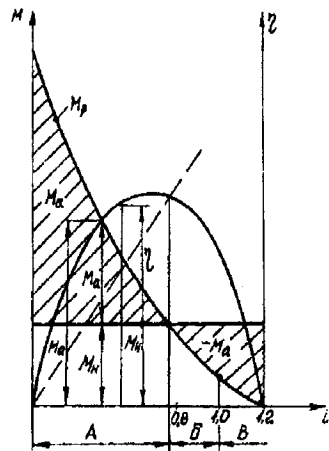


Рис. 3.70. Характеристика гідротрансформатора

наведена на рис. 3.70. При подальшому зниженні кривої M_T залишкове закручування моменту кількості руху потоку турбінного колеса починає збільшувати момент кількості потоку реакторного колеса — мало змінює закручування потоку за напрямним апаратом.

Знак моменту M_A напрямного апарату змінюється і рівняння (3.141) набуває вигляду

$$M_m - M_H - M_P = 0. \quad (3.142)$$

Рівняння (3.142) на характеристиці гідротрансформатора відповідає ділянці, яка показана на рис. 3.71, б.

Із характеристики видно, що

$$K > 1, \quad |M_m| < |M_H|, \quad K = \frac{M_m}{M_H}.$$

При пересіченні кривих моментів M_m і M_H характеристика гідротрансформатора відповідає режиму роботи гідромуфти. У точці пересічення момент напрямного апарату $M_P = 0$, $K = 1$, і $\eta = 1$.

Характеристика гідротрансформатора може мати ділянку, показану на рис. 3.71, в, яка відповідає роботі прискореної передачі.

Якщо в порожнині гідротрансформатора розмістити лопаті напрямного апарату і турбінного колеса, то можна надати зворотний напрямок обертанню.

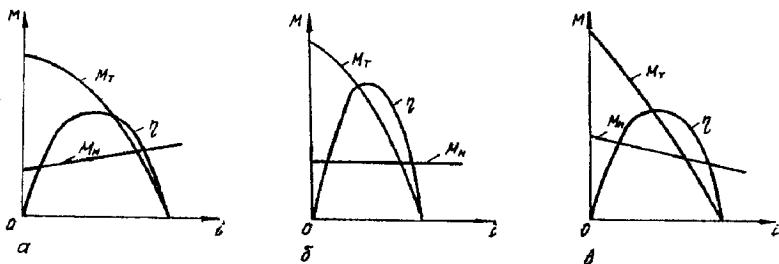


Рис. 3.71. Типи характеристик трансформаторів

Зовнішню характеристику гідротрансформатора можна розглядати при різних нахилах прямої моменту насосного колеса. Якщо момент насосного колеса при $n_H = \text{const}$ падає зі зменшенням передаточного числа, така характеристика називається характеристикою із зворотною "прозорістю" (рис. 3.72, а). При постійному моменті насосного колеса ця характеристика носить назву "непрозорі" (рис. 3.72, в). При збільшенні моменту насосного колеса і зменшенні передаточного числа характеристика матиме пряму "прозорість".

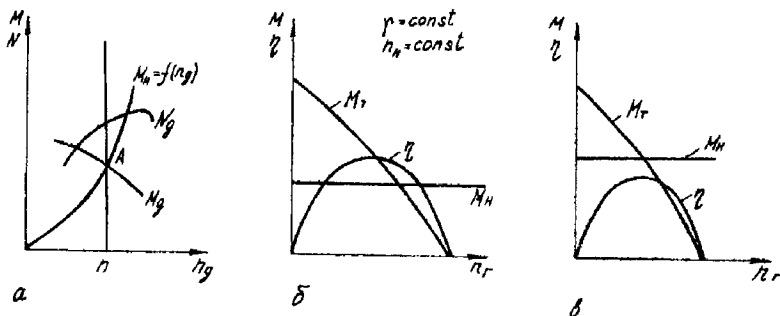


Рис. 3.72. Характеристики прозорих (а, б) та непрозорих (в) гідротрансформаторів

Коефіцієнт, який характеризує "прозорість" характеристики, називається коефіцієнтом "прозорості":

$$K_{\Pi} = \frac{M_{H_0}}{M_{H_M}} \left(\frac{n_{H_M}}{n_{H_0}} \right)^2 = \frac{\lambda_{H_0}}{\lambda_{H_M}}, \quad (3.143)$$

де M_{H_0}, M_{H_M} – моменти насосного колеса на режимах роботи, прийнятих за характерні ($i = i_M$ та $i = i_0, i_0 < i_M$); n_{H_M}, n_{H_0} – число обертів насосного колеса на режимах роботи, прийнятих за характерні.

Характеристики зі змішаною "прозорістю" поділяються на окремі ділянки з однаковою "прозорістю". Для них коефіцієнт "прозорості" K_{Π} визначається для кожної ділянки.

3.6.3. УЗГОДЖЕННЯ РОБОТИ ДВИГУНА З ГІДРОТРАНСФОРМАТОРАМИ

Гідротрансформатор завжди працює в системі двигун - гідротрансформатор - коробка передач - робочий орган. Двигун, гідротрансформатор і робочий орган утворюють одну систему врівноваженого стану. Для узгодження характеристик двигуна і насоса гідропередачі використовується теорія подібності (3.137). Момент насоса залежить від змінного числа обертів і діаметра

$$M'_H = M_H = \frac{\gamma' D'^5 n'^2_H}{\gamma D^5 n^2_H}. \quad (3.144)$$

У цьому виразі величина із штрихом є змінною, а без штриха відповідає прийнятій характеристиці гідропередачі.

Зв'язок між моментами на валах двигуна і насоса в усталеному режимі визначається за балансом потужності:

$$N_D \eta_{\Pi\Pi} = N_H, \quad (3.145)$$

або

$$M_D \omega_D \eta_{п.п} = M_H \omega_H, \quad (3.146)$$

де $\eta_{п.п}$ – ККД проміжної передачі.

Із виразу (3.146) випливає, що момент двигуна, приведений до вала насоса, буде дорівнювати

$$M_{ДН} = \frac{M_D \omega_D \eta_{п.п}}{\omega_H} = M_D \frac{\eta_{п.п}}{i_{п.п}}. \quad (3.147)$$

При узгодженій роботі моменти на відповідних валах однакові. Звідси при зведенні $M_{ДН}$ до вала насоса

$$M_{ДН} = M'_H,$$

або

$$M_{ДН} = \frac{\eta_{п.п}}{i_{п.п}} = M_H \frac{\gamma' \omega_D^2 i_{п.п}^2 D'^5}{\gamma \omega_H^2 D^5}. \quad (3.148)$$

З формули (3.148) випливає, що, якщо задатися двома величинами із трьох γ' , D' , $i_{п.п}$, можна визначити третю, при цьому буде узгоджена робота двигуна і гідропередачі.

Візьмемо двигун з характеристикою $M_D = f(n_D)$, $N_D = f(n_D)$ і гідротрансформатор з «непрозорою» характеристикою (рис. 3.71, б) при $n_H = const$ і $j = const$ і знайдемо вираз для опису режиму спільної роботи двигуна і гідротрансформатора для постійного числа обертів насоса і заданого діаметра гідропередачі. Якщо взяти постійними об'ємну вагу робочої рідини і діаметр, а $n'_D = n_D$, то

$$M'_H = M_H \left(\frac{n_D i_{п.п}}{n_H} \right).$$

Залежність $n'_D = n_D$ являє собою параболу $M'_D = f(n_D)$, пересічення якої з характеристикою двигуна $M_D = f(n_D)$ в точці А визначає режим спільної роботи з числом обертів двигуна n_D . При зміні числа обертів насосного колеса гідротрансформатора ККД останнього залишається незмінним. Характеристика гідротрансформатора перебудовується для одержаного числа обертів $n_{D,A}$ (рис. 3.72, в). Це справедливо, якщо гідротрансформатор працює в автоматичному режимі. При цьому момент насоса дорівнюватиме $M''_{H,A}$, а момент турбіни визначиться за виразом

$$M_T = M_{H,A} \frac{\eta}{i} = M_{H,A} K.$$

Якщо режим роботи (точка А) не задовольняє необхідній умові, то його необхідно перевести, наприклад, на режим $N_{D,max}$ і $M_{D,max}$. Це можна зробити за рахунок зміни діаметра гідротрансформатора з подальшими пропорційними змінами всіх лінійних розмірів останнього, або установленням проміжної передачі.

Наведемо інший приклад, коли гідротрансформатор працює з «прозорою» характеристикою. На рис. 3.73, а показана характеристика, на якій зображена сім'я парабол.

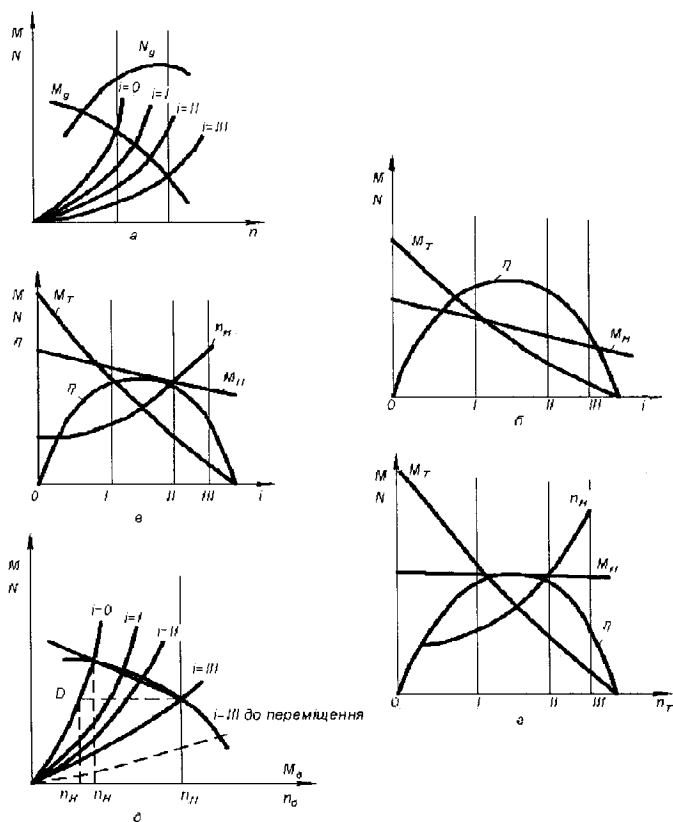


Рис. 3.73. Робота двигуна з гідротрансформатором

Кожен із режимів роботи гідротрансформатора характеризується своєю параболою і точкою спільного режиму роботи двигуна і гідротрансформатора. Спільний режим роботи двигуна і гідротрансформатора буде характеризуватися ділянкою параболи між точками, яка визначається «прозорістю» характеристики гідротрансформатора (рис. 3.73, б). На рис. 3.73, д виконано переміщення характеристики за рахунок зміни діаметра гідротрансформатора так, що режим $M_{i=0}$ відповідає максимальному моменту двигуна, а режим $M_{i=III}$ з найменшим ККД - режиму роботи двигуна з максимальною потужністю.

На основі характеристики двигуна з кінцевими точками спільної роботи (рис. 3.73, д) будується характеристика гідротрансформатора при спільній

роботі з двигуном (рис. 3.73, в). На осі ординат відкладаються M_n, n_n, M_T і η , а на осі абсцис - передаточне число i . Моменти і числа обертів насоса відкладаються згідно з характеристикою (рис. 3.73, д), ККД і коефіцієнт трансформації беруться невідомими, тоді за виразом $M_T = M_n K$ визначається момент турбіни.

Ефективність застосування гідротрансформатора з «прозорою» або «непрозорою» характеристиками залежить від характеристик двигуна, спільно з якими вони працюють. Система повинна забезпечити високу економічність і максимальні значення моментів на турбіні гідротрансформатора.

3.6.4. ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК ТРАНСМІСІЇ З ГІДРОПЕРЕДАЧЕЮ

Тяговий розрахунок виконується за допомогою характеристик $M_T = f(n_T)$, $n_n = f(n_T)$, $M_n = f(n_T)$, $\eta = f(n_T)$.

Сила тяги на колесі

$$P_K = \frac{M_K}{R_K}, \quad (3.149)$$

де M_K - крутильний момент на колесі; R_K - радіус колеса.

Із балансу потужності, враховуючи ККД трансмісії

$$N_T \eta_n = N_K,$$

або

$$M_T \omega_T \eta_n = M_K \omega_K, \quad (3.150)$$

Сила тяги при обертанні коліс без ковзання

$$P_K = \frac{M_T \omega_T \eta_n}{T_K \omega_K} = \frac{M_T \omega_T \eta_n}{\delta_K} = \frac{M_T \omega_T \eta_n}{2V_0}. \quad (3.151)$$

Знаючи швидкість V_0 машини і режим роботи гідропередачі, із формули (3.150) можна визначити силу тяги на даному режимі й передаточне число трансмісії:

$$i_n = \frac{\omega_K}{\omega_T},$$

а також вибрати кінематичний ланцюг трансмісії.

Робота трансмісії визначатиметься моментом турбіни, звідки визначається сила тяги, що змінюється як і момент турбіни, зведений до швидкості машини V_0 .

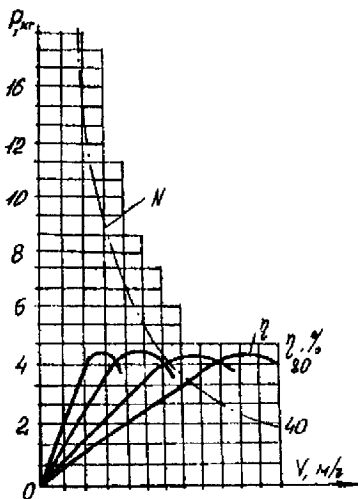


Рис. 3.74 – Характеристика гідромеханічної передачі

На рис. 3.74 показано характеристику трансмісії з гідропередачею і чотириступеневою коробкою передач, із якої видно, що ККД змінюється від нуля до максимуму. Максимальне значення сили тяги обмежується зчіпною вагою. Якщо сила тяги буде більшою за зчіпну вагу, то машина буксуватиме.

Контрольні питання для самоперевірки

1. Як класифікують гідромашини за принципом дії?
2. У чому полягає призначення насосів?
3. У чому полягає призначення гідродвигунів?

4. Який принцип дії насоса?
5. Які параметри робочого процесу насоса?
6. В чому полягає відмінність насосів об'ємної дії від насосів динамічної дії?
7. Що є характерним при роботі насоса об'ємної дії?
8. Які технічні показники є основними для гідромашин?
9. Як визначається напір насоса динамічної дії?
10. Як визначається подача для насосів об'ємної дії?
11. Що називається корисною потужністю насоса?
12. За якою залежністю визначається загальний ККД гідромашин?
13. Що називається робочими характеристиками насоса?
14. Що таке характеристика насосної установки?
15. З яких елементів складається відцентровий насос?
16. Який параметр відцентрового насосу залежить від конфігурації лопатей?
17. Які методи боротьби з кавітацією?
18. Як класифікують поршневі насоси за організацією процесів всмоктування та нагнітання робочої рідини?
19. Що таке гідравлічний удар?
20. Які пристрої необхідно встановити для зменшення пульсації рідини у поршковому насосі?
21. Де застосовують заглибні (погружні) насоси?
22. Які типи зачеплення застосовують у шестеренних насосах?
23. Навіщо у шестеренних насосах використовують канали розвантаження?
24. Що таке компресія у шестеренних насосах?

РОЗДІЛ 4 ГІДРАВЛІЧНА АПАРАТУРА

4.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ ГІДРОАПАРАТУРИ

Гідравлічним апаратом називається пристрій, який керує потоком рідини гідроприводу. Гідравлічні апарати поділяють за призначенням на розподільники, регулятори тиску, регулятори витрати, а за принципом роботи - на дроселювальні та клапанні (дискретні та пропорційні).

У всіх конструкціях гідроапаратів є запірно-регулювальний елемент, який забезпечує повне або часткове перекривання прохідного перерізу каналу (рис. 4.1).

Гідроапарати класифікують за наступними ознаками:

- за конструкцією запірно-регулювального елемента – золотникові, кранові та клапанні;
- за способом зовнішньої дії на запірно-регулювальний елемент - регулювальні та налагоджувані;
- за принципом дії – гідроклапани та гідроапарати;
- в залежності від дії потоку на запірно-регулювальний елемент – гідроклапани прямої дії та непрямої дії;
- за характером відкриття робочого прохідного перерізу розподільника бувають регулювальними та спрямливими.

Регулювальні гідроклапани поділяють на: гідроклапани тиску, гідроапарати керування витратою та гідророзподільники дроселювальні.

Гідроклапани тиску за призначенням бувають: напірними, редукційними, різниці тисків та співвідношень тисків.

Напірні гідроклапани за призначенням поділяють на: синхронізатори витрат, гідродроселі, керування витратами.

Синхронізатори витрат за призначенням бувають: розподільником потоку та поєднувачем потоку. За принципом дії існують: дроселюючий та об'ємний синхронізатор витрат.

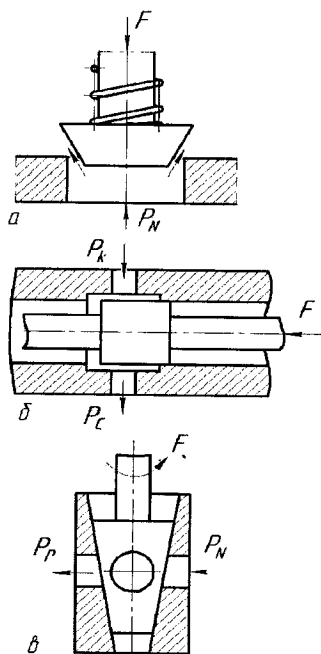


Рис. 4.1. Схеми запірних регульованих елементів: а – клапанний; б – золотниковий; в – крановий

Спрямівні гідроагрегати за призначенням поділяють на: спрямівні гідророзподільники, гідроклапани витримки часу, гідроклапани послідовності, зворотні гідроклапани, гідрозамки та логічні гідрозамки.

Гідроапарати виконуються у вигляді самостійного пристрою, що вмонтований в інші корпуси гідравлічних блоків або модулів. Основними параметрами гідроапаратів є перепад тиску ΔP , витрати Q , площа перерізу прохідного каналу S .

Площа прохідного перерізу канавки клапана може бути визначена за формулою

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}. \quad (4.1)$$

Звідси

$$S = \frac{Q}{\mu \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}}. \quad (4.2)$$

Перепад тиску

$$\Delta P = \xi \frac{V^2}{2} \rho. \quad (4.3)$$

Перепад тиску залежить від місцевих опорів і швидкості потоку рідини через прохідний переріз каналу.

4.2. ГІДРАВЛІЧНІ РОЗПОДІЛЬНИКИ

Розподільником називається гідравлічний пристрій, призначений для пуску, зупинки та керування потоком робочої рідини під тиском в гідролініях.

Розподільники класифікують за таким принципом:

- за конструкцією запірно-регульовального елемента розподільники бувають золотниковими та клапанними;
- по кількості зовнішніх гідропроводів – двопровідні, трипровідні, чотирипровідні та багатопровідні;
- по кількості позицій – двопозиційні, трипозиційні та чотирипозиційні;
- за видом регулювання – ручні, механічні, електричні, гідравлічні, пневматичні та комбіновані;
- по способам відкриття робочого прохідного перерізу розподільники можуть бути спрямівними та дроселювальними.

За видом регулювання розподільники виконуються з ручним, електромагнітним, гідравлічним і комбінованим регулюванням.

Позначення гідророзподільників на гідросхемах визначається в залежності від кількості основних гідроліній (не враховуючи лінії керування) та кількості позицій. Розподільні пристрої зображуються примикаючими один до одного квадратами зі стрілками, що показують напрям потоку робочої рідини.

Кінець каналу в позиції означає, що лінія закрита. Кількість квадратів відповідає кількості робочих позицій розподільника.

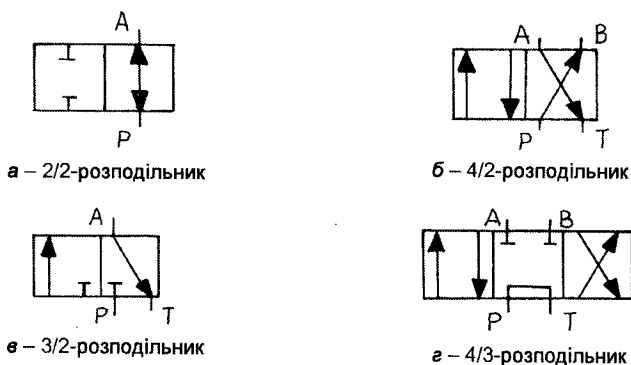
Для позначення входів і виходів розподільника існують два способи. Або використовують букви Р, Т, А, В, L, або застосовують букви в алфавітному порядку А, В, С, D,

Входи і виходи розподільника завжди зображають в положенні, коли керуючі сигнали, що подаються на розподільник, відсутні. Позиція, до якої розподільник автоматично повертається після того, як керуючі сигнали прибрані, називається нейтральною. Якщо розподільник не має нейтральної позиції, тоді зображення входів і виходів розподільника реалізується на робочій позиції, яку розподільник приймає в початковому стані всієї системи.

При позначенні розподільників спочатку вказується кількість його ліній приєднання (входів і виходів), а потім кількість можливих позицій ввімкнення. Так, наприклад, 3/2 - розподільник має три лінії підключення та дві можливі позиції перемикавання. Такий розподільник позначають як 3-лінійний 2-позиційний.

На рис. 4.2 показано схематичне зображення розподільників.

Символи:



Позначення приєднувальних ліній

переважно:	рідко зустрічаються:
Р – лінія живлення	А – лінія живлення
Т – лінія зливу	У – лінія зливу
А і В – робочі лінії	С і D – робочі лінії
L – лінії збору витікань	L – лінії збору витікань

Рис. 4.2. Розподільники: позначення і зображення. Перша цифра – кількість ліній, друга – кількість позицій

Рідина підводиться на вхід Р розподільника (рис. 4.2, а) і виходить з розподільника лінії А – права позиція. На рис. 4.2, б зображений двопозиційний чотирипровідний розподільник, на рисунку 4.2, в –

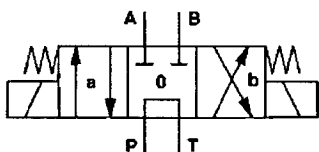


Рис. 4.3. 4/3-розподільник із вказанням гідроліній, позицій та органів керування

двопозиційний трипривідний. Для легкого розпізнавання, розподільники визначаються за такими показниками: у чисельнику – кількість ліній, у знаменнику - кількість позицій. Наприклад, двопривідний двопозиційний 2/2, трипривідний двопозиційний 3/2, чотирипривідний двопозиційний 4/2, чотирипривідний трипозиційний 4/3 (рис. 4.3).

Робочі позиції позначаються літерами «а» та «б». Нейтральне положення позначається як «0». Коли гідророзподільник розташований горизонтально, послідовність позицій «а», «б» ... завжди вказується в алфавітному порядку зліва направо. В таблиці 4.1 показано найбільш вживані виконання розподільників по гідросхемам, які в комбінації можуть дати велику кількість функцій. На практиці застосовується більше 250-ти варіантів гідросхем.

Експлуатаційні якості гідророзподільника оцінюються за такими критеріями як: межа динамічної характеристики, межа статичної характеристики, втрати тиску, витoki (для гідророзподільників золотникового типу), швидкодія (час перемикання).

Величини витрат та робочого тиску гідророзподільника визначають межі його динамічної характеристики, яка може обмежуватися пружиною, електромагнітом або тиском керування. При ввімкненні діюче зусилля повинне подолати зусилля пружини та осьову силу. При вимкненні пружина повинна повернути золотник у вихідне положення, подолавши осьову силу.

Осьові сили, що виникають в гідророзподільнику за своєю величиною та напрямком дії для одного і того ж номінального розміру залежать від виконання за гідросхеми.

Межа динамічної характеристики, яка відповідає величині допустимих витрат при заданому 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_x , сили потоку F_{st} , сили опору F_v .

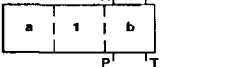

Межа статичної характеристики в значній мірі залежить від часу впливу робочого тиску. Під впливом тиску, часу та інших факторів, таких як забруднення і сили адгезії, що виникають між золотником і корпусом, рух золотника утруднюється. При постійному спрацюванні гідророзподільника сили адгезії практично непомітні, проте при тривалих перервах і високому тиску вони призводять до заклинювання золотника.

На відміну від динамічних сил, сили адгезії дуже сильно залежать від часу впливу. Фактори, які визначають величину цих сил: величина робочого тиску; діаметр золотника; в'язкість і температура робочої рідини; якість

виконання отворів в корпусі; зазор в парі корпус-золотник; якість очищення робочої рідини; довжина перекриття і наявність розвантажувальних канавок.

Таблиця 4.1

Виконання гідророзподільників

Позиції з проєкційми функціями при переміщенні	Двопозиційні гідророзподільники					Трипозиційні гідророзподільники				
										
2-й лінійні	201	202	203	204	205					
	301	302	306	307	308	309	313	314	315	
3-й лінійні	401	402	403	404	405	406	407	408	412	414
	415	416	421	422	423	424	425	426	430	431
4-й лінійні	432	437	438	439	440	441	442	443	444	445
	448	449	450	451	452	456	457	458	459	463
	464	465	466	467	468	472	473	474	482	

Втрати тиску Δp в гідророзподільнику – це перепад тисків між входом і виходом, тобто його внутрішній опір. У ламінарній області потоку цей перепад тисків виникає насамперед за рахунок тертя об стінки, в турбулентній - в основному 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 гідропрістроїв емпіричним шляхом і заносять результати у формі $\Delta p-Q$

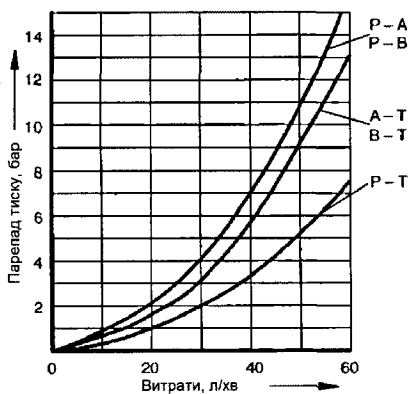


Рис. 4.4. Δp - Q характеристика для 4/3 гідророзподільника

характеристичної кривої (рис. 4.4). При цьому необхідно враховувати, з'єднанням яких гідроліній відповідає кожна з кривих.

Час перемикання гідророзподільника (швидкодія) – це часовий інтервал від початку прикладання керуючого впливу до повного закінчення ходу керуючого елемента. Експериментальні дослідження гідророзподільників з електрокеруванням показали, що час перемикання складається з чотирьох фаз (рис. 4.5).

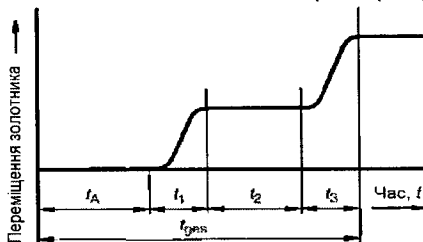


Рис. 4.5. Діаграма залежності переміщення-час:

t_A – проміжок часу запізнення спрацювання від моменту подачі напруги до початку перемикання якоря. У цьому тимчасовому проміжку створюється магнітна сила, необхідна для подолання зусилля пружини і сил адгезії золотника.

t_1 – проміжок часу до початку ефективного впливу сили потоку на дроселюючу кромку (пускова зона).

t_2 – проміжок часу, необхідний для створення повної магнітної сили, здатної протистояти максимальному значенню сили потоку. Залежить від величини сили потоку і в значній мірі впливає на загальний час перемикання t_{ges} (зона сили потоку).

t_3 – проміжок часу, необхідний для руху золотника до свого кінцевого положення (зона перемикання)

Сила, необхідна для перемикання золотника, різко зростає при підвищенні подачі і, в меншій мірі від робочого тиску. Тому виділяють номінальні витрати (при максимальному робочому тиску) і максимальні витрати (при зниженому тиску). Оскільки між рухомих золотником і корпусом існують зазори порядку 5...10 мкм, у золотникових розподільників спостерігаються витоки робочої рідини з областей високого тиску. Витоки призводять до того, що навіть при замкненому розподільнику гідроциліндри під навантаженням можуть «зміщуватися» з фіксованого положення. Величина витоків пропорційна робочому тиску. Наприклад, для

гідророзподільника з діаметром золотника $D_{\text{з}} = 10$ мм максимальний витік дорівнює $120 \text{ см}^3/\text{хв}$ при максимальному тиску 32 МПа. Тоді при тиску 6 МПа витоки не повинні перевищувати:

$$q_{\text{в}} = 120 \times \frac{6}{32} = 22,5 \text{ см}^3/\text{хв}.$$

Об'ємний ККД розподільника, при максимальній подачі 40 л/хв виходить в межах:

$$\eta_{\text{об}} = \left[1 - \frac{22,5}{40000} \right] \times 100\% \approx 99,95\%.$$

4.2.1. КЛАПАНИ РОЗПОДІЛЬНИКИ

Клапанні розподільники застосовуються в гідропередачах, де потрібна висока герметичність. Вони прості у виготовленні і надійні в експлуатації.

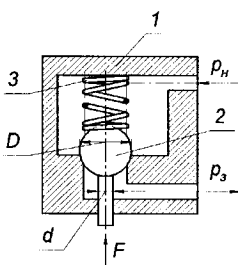
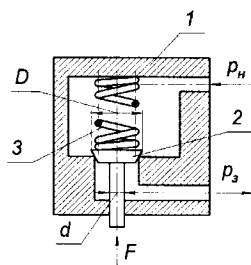


Рис. 4.6. Схема клапанних розподільників

Клапанний розподільник складається з корпусу 1, запірної деталі 2, підпірної пружини 3 і щтовхача 4 (рис. 4.6, а, б). Запірні елементи бувають конічними і кульковими, іноді плоскими.

Необхідна сила для відкриття клапана дорівнює

$$F = \frac{\pi \cdot p_H \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot p_3 \cdot (D^2 - d^2)}{4} + cH, \quad (4.4)$$

де c – жорсткість пружини; H – хід клапана.

Витрата рідини, що проходить через розподільник

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2P_H}{\rho}},$$

де S – площа прохідного отвору.

Діаметр каналу розподільника

$$D = \sqrt{\frac{4(Q + d^2)}{\pi V}}, \quad (4.5)$$

де V – швидкість рідини в розподільнику.

Клапанні розподільники прості у виготовленні і забезпечують високу герметичність. Вони приводяться у дію вручну та різними механічними та електричними пристроями.

На рис. 4.7 зображено схему клапанного розподільника з кулачковим приводом. На валу 3 знаходяться чотири кулачка 2, які при повороті вала діють на відповідний конічний клапан 1. Величина сили, яку необхідно прикласти до хвостовика клапанного розподільника для підймання або утримання його у піднятому положенні залежить від різниці тисків, сили на пружині та сили тертя. Практично контакт проходить не по гострій кромці, а по конусу сідла, тому сила залежить також від ширини поверхні його контакту з сідлом. Це є суттєвим

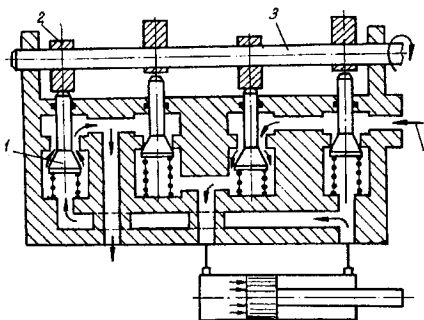


Рис. 4.7. Схема клапанного розподільника з кулачковим приводом

недоліком клапанних розподільників, тому велике значення має розвантаження клапана від сил тиску рідини, так як при великих регульовальних зусиллях важко застосовувати автоматизацію управління. Існують клапанні розподільники з частковим розвантаженням (рис. 4.8, а), яке досягається тим, що при натискуванні на допоміжний клапанний розподільник а тиск у порожнині б основного клапанного розподільника с, яка зв'язана з силовим циліндром, підвищиться, тоді зусилля відкриття зменшується.

Зрівноважений від сил тиску на вході та на виході клапан зображений на рисунку 4.8, б. Клапан 2 у нижній своїй частині має зрівноважальний поршень 3. Якщо діаметр D_4 цього поршня буде дорівнювати діаметру D сідла клапану, то останній буде розвантажений від статичних сил тиску p_1 рідини у камері б. Для розвантаження

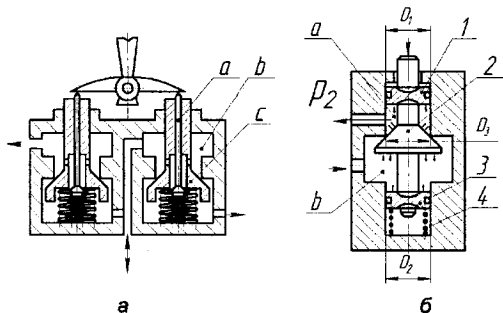


Рис. 4.8. Схеми розвантажених клапанних розподільників

клапана 2 від тиску p_2 рідини у камері а застосовується поршень 1 діаметром D_2 . При умові $D = D_4 = D_2$ клапан буде повністю статично зрівноважений від сил дії тиску рідини. До сідла він притискується пружиною 4. Коли $D_4 < D$ до

сили пружини додається сила тиску на незрівноважену частину площини поршня $P = p_1 \frac{\pi(D^2 - D_4^2)}{4}$, яке притискує клапан до сідла.

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

В клапанних гідророзподільниках прямого керування запірні елементи переміщуються безпосередньо від механічної дії. У зв'язку з наявністю великих статичних та динамічних сил через вплив тиску і потоку, діаметри умовних проходів клапанних гідророзподільників прямого керування, як правило, не перевищують $D_y < 10$ мм. Дане обмеження відповідає подачі приблизно в 36 л/хв при робочому тиску 63 МПа.

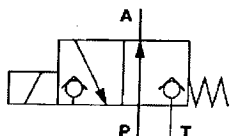


Рис. 4.9. Умовне позначення клапанного гідророзподільника

На рис. 4.9 зображено умовне графічне зображення клапанного розподільника.

Принцип роботи найбільш поширених електрично керованих моделей розподільників пояснюється на рис. 4.10. У початковій позиції запірний елемент – кулька 1 за допомогою пружини 2 зміщується вліво і приймається до сідла 3. У початковій позиції відкрито з'єднання $P - A$ та перекрита лінія T . Перемикання запірного елемента виконується електромагнітом. Через важіль 5, що знаходиться в корпусі 4, кульку 7 та штовхач 6 зусилля електромагніту передається на запірний елемент. В результаті він зміщується вправо, подолавши зусилля пружини 2, і притискається до сідла 8. Тепер лінія P замкнена і відкрито з'єднання $A - T$.

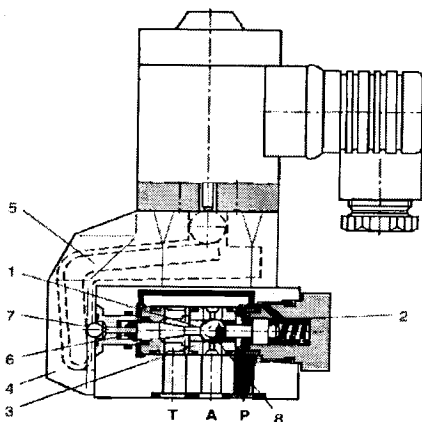


Рис. 4.10. 3/2 електрокерований клапанний гідророзподільник з кулькою в якості запірного елемента

Штовхач 6 ущільнений в обох напрямках, причому камера між ущільненнями з'єднана з лінією P . Це дозволяє врівноважити осьові зусилля і розвантажити клапан від великих навантажень, що сприяє також зниженню перестановочного зусилля.

У процесі перемикання всі гідролінії короткочасно з'єднуються одна з одною (негативне перекриття).

У клапанних

розподільників непрямого керування управління здійснюється від пілотного золотника. У цих гідророзподільниках в якості пілотів використовуються електрокеровані клапани гідророзподільники невеликих умовних проходів. Принцип роботи такого розподільника зображено на рис. 4.11.

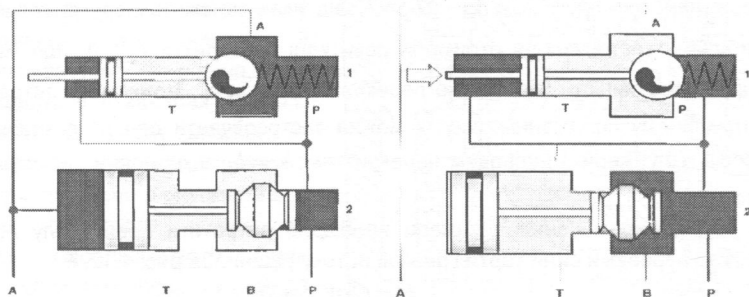


Рис. 4.11. Схема керування від пілота

4.2.2. ЗОЛОТНИКОВІ РОЗПОДІЛЬНИКИ

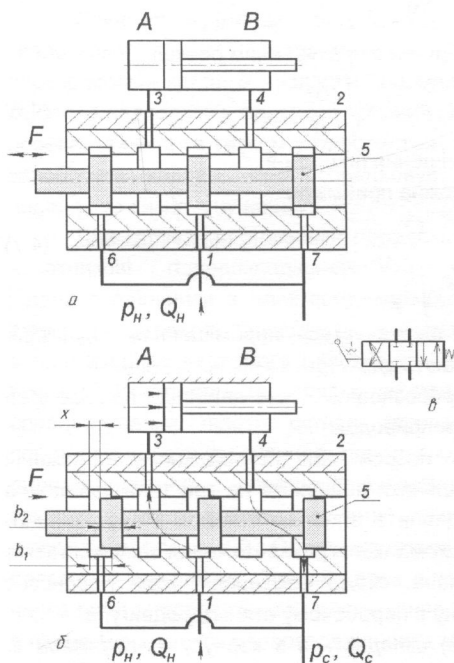


Рис. 4.12. Схеми роботи золотникового розподільника

Золотникові розподільники отримали широкого застосування в гідроприводах будівельних машин завдяки простоті конструкції, надійності роботи, компактності, легкості в регулюванні. Основними елементами золотникових розподільників є плунжер і гільза. На плунжері виконано проточки і ущільнювальні пояски, за допомогою яких розподіляється рідина. Гільза має виточки – робочі вікна. Робочі вікна в гільзі і проточки в плунжері розміщені за певним законом.

На рис. 4.12 золотник зображений у нейтральному положенні. Рідина, що підведена до входу 1 розподільника 2, в гідроциліндр не надходить, тому що вихідні канавки 3 і 4 закриті плунжером 5. При зміщенні

плунжера 5 ліворуч рідина надійде в поршневу порожнину циліндра через канал 3, а по каналу 4 виштовхнеться з штокової порожнини циліндра по каналах 6 і 7 (рис 4.12, б).

Плунжери залежно від ущільнення поясків і вікон можуть мати три положення $b_2 > b_1$; $b_2 < b_1$; $b_2 = b_1$, від яких залежить перекриття вікон. Найбільше застосування отримали позитивні перекриття $b_2 > b_1$, що мають добру герметичність. Негативне перекриття $b_2 < b_1$, може мати витрати в нейтральному положенні, тому їх можна застосовувати для розвантаження насосів. Плунжери з нульовим перекриттям $b_2 = b_1$ технологічно неможливо виконати.

Для переміщення плунжера необхідно витратити певну силу F , що вимагає перевірки сили тертя і реакції потоку рідини. За рис. 4.12, б

$$F = Q\rho V \cos \beta,$$

де Q - витрата рідини; V - швидкість потоку рідини у вікнах; β - кут між вектором швидкості та віссю плунжера.

Швидкість потоку рідини в каналах

$$V = \mu \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}.$$

Витрата рідини через розподільник з урахуванням реакції

$$Q = \mu \cdot \pi \cdot d_z \cdot x \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad (4.6)$$

де d_z - діаметр золотника; x - переміщення плунжера.

Розмір вікна розподільника можна приймати:

$$b_1 = \frac{Q}{\mu x \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}}. \quad (4.7)$$

За кількістю позицій, що забезпечується переміщенням плунжера, золотникові гідророзподільники бувають дво-, три- та чотирипозиційні.

Трипозиційні золотникові гідророзподільники є найбільш поширеними для керування потоком рідини в гідроприводах.

За схемою розвантаження насоса при нейтральному положенні плунжерів золотникові гідророзподільники поділяють на три типи: *проточна схема*, коли напірна гідролінія з'єднана зі зливним каналом з внутрішнього боку гідророзподільника; *закрита схема*, коли розвантаження здійснюється з допомогою переливного гідроклапана; *схема вимкнення*, коли гідронасос вимикається автоматично або вручну в неробочому стані гідродвигуна.

Гідророзподільник (рис. 4.13) складається з корпусу 1, плунжера 2, переливного 3 і запобіжного 4 клапанів. У нейтральному положенні плунжерів гідророзподільника робоча рідина надходить від насоса на вхід 5, а потім внутрішніми каналами - на злив 6 через демпферний отвір 7.

Через надлишковий тиск гідроклапан 3 піднімається, утворюючи щілину для зливу рідини. Коли плунжер знаходиться у верхньому положенні, то канал 9 перекривається і рідина, що знаходиться в каналах 10 і 11, замикається. Тиск у каналах 11 і 12 вирівнюється, а гідроклапан 3 під дією пружини 8 опускається в сідло, поділяючи зливну та напірну гідролінії. Потік рідини від насоса потрапляє в канал 13 і далі до гідродвигуна. Відпрацьована робоча рідина надходить в канал 14 гідророзподільника, а потім в гідробак каналом 15.

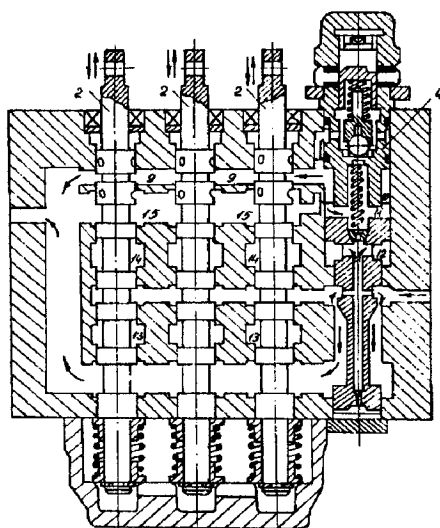


Рис. 4.13. Схема трипозиційного золотникового розподільника

Плунжер переміщається у зворотному напрямі, перекриваючи канал 9 і закриває переливний клапан. Робоча рідина через канал 14 надходить у гідророзподільник і з нього каналом 13 - в гідробак. При перевантаженні за тиском у гідросистемі в гідророзподільнику передбачений запобіжний клапан, який спрацьовує, коли швидкість робочої рідини перевищує визначену норму.

Для керування значними гідравлічними потужностями застосовуються золотникові гідророзподільники з електрогідравлічним керуванням. Гідророзподільники з електрогідравлічним керуванням застосовуються при діаметрах умовного проходу $D \geq 10$ мм. Гідророзподільник складається з основного 1 та керуючого (пілотного) 2 гідророзподільників, зображених на рис. 4.14. Пілотний гідророзподільник має, зазвичай, електрокерування. Після спрацьовування пілота сигнал керування посилюється гідравлічно та переміщує золотник основного гідророзподільника. На рис. 4.14 пілот – це 4/3 гідророзподільник з електрокеруванням. У виконанні гідророзподільника з пружинним центруванням, основний золотник утримується в середній позиції пружинами 4.1 та 4.2. Обидві пружинні (торцеві) камери в нейтральному положенні одночасно з'єднані через пілот з баком (нульовий тиск). У пілот через лінію 5 підводиться тиск керування, причому ця лінія може з'єднуватися з лінією P основного гідророзподільника або виводитися окремо (лінія кер. X).

При спрацьовуванні, наприклад, електромагніту «а» пілота його золотник зміщується вліво. В результаті в ліву пружинну камеру основного золотника починає надходити робоча рідина під впливом керуючого тиску, а

права 7 залишається з'єднаною з баком. Тиск керування впливає на лівий торець основного золотника і зміщує його вправо до упору в кришку, долаючи зусилля пружини 4.2. Основний золотник при цьому з'єднує лінії P-B і A-T. Після вимкнення електромагніту, золотник пілота повертається в середню позицію і тиск в пружинній камері 6 падає. В результаті пружина 4.2 зміщує основний золотник до тих пір, поки він не притисне шайбу пружини 4.1. Тепер основний золотник знаходиться в середній (нейтральній) позиції. Потім управляючої рідини зливається з пружинної камери 6 в лінію сливу управління Y. При спрацьовуванні електромагніту «b» апарат працюватиме аналогічно, проте основний золотник зміщуватиметься вліво.

Залежно від типу гідророзподільника та схеми його виконання, для забезпечення роботоздатності необхідний певний мінімум тиску керування.

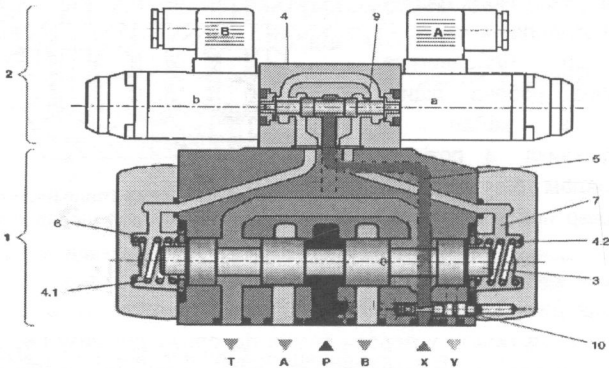


Рис. 4.14. Гідророзподільник з електрогідрравлічним керуванням пружинним центруванням та стикового монтажу

4.2.3. КРАНОВІ ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКИ

Кранові розподільники призначені для виконання допоміжних робіт у гідроприводі. За конструкцією кранові гідророзподільники поділяють на конічні, циліндричні та плоскі.

На рис. 4.15 зображена схема кранового гідророзподільника з конічним запірним елементом, який складається з корпусу 1, запірного елемента 2, в якому по обидва боки є секторні канавки 4, що з'єднують трубопроводи. У робочому положенні рідина надходить від насоса на вхід 6 гідророзподільника і через вхід 8 сектора запірного елемента, а потім прямує на вихід 9. При повороті ручки 5 змінюється напрям руху потоку рідини, відповідно графічному позначенню на рисунку 4.15.

В екскаваторах часто застосовують крани для замикання трубопроводу, який з'єднує його з манометром контролю тиску робочої рідини.

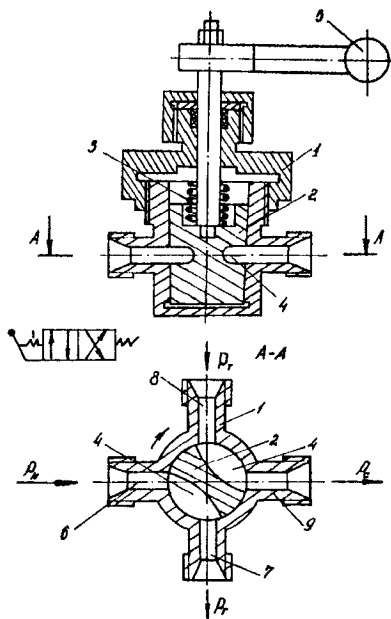


Рис. 4.15. Схема кранового гідророзподільника з кінцевим запірним елементом

При роботі екскаватора з відкритим краном манометра діє змінний тиск робочої рідини в гідросистемі, який призведе до швидкого виходу манометру з ладу.

4.2.4. ПЛОСКІ ЗОЛОТНИКИ

При виготовленні циліндричних золотників великі складності обумовлені складністю обробки та контролю внутрішньої робочій поверхні гільзи. Золотник з плоским розподільним елементом не вимагає такої точності виготовлення (рис. 4.17). Плоский розподільний елемент 2 рухається по площині основи корпусу 6, притискаючись до нього через втулку 1 пружиною 7 та силою тиску рідини на втулку. При такій конструкції розподільника розподільний елемент рухається поступально, але є конструкції де розподільник має поворотний рух (рис. 4.18).

Плоский поворотний елемент 1 має два серпоподібних вікна 3 та 6. За допомогою глухого вікна 6 отвір 5, який веде до баку, послідовно з'єднується при повороті крану на 90° з отворами 4 та 7, які ведуть до гідродвигуна, в свою чергу, ці отвори за допомогою вікна 3 та наскрізного отвору 2 у поворотному елементі 1 послідовно з'єднуються з вхідним каналом 8, який зв'язаний з насосом.

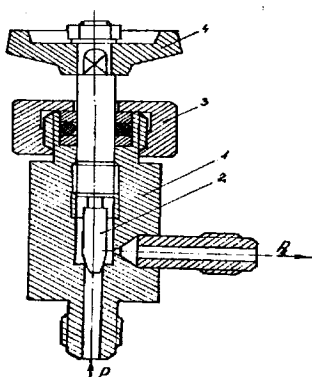


Рис. 4.16. Схема крана манометра

На рис. 4.16 зображена схема крана манометра, який складається з корпусу 1, запірний елемент 2, накидної гайки 3, маховичка 4.

Кран манометра відкривається на час, необхідний для перевірки тиску в трубопроводі гідросистеми. Після перевірки кран манометра закривається

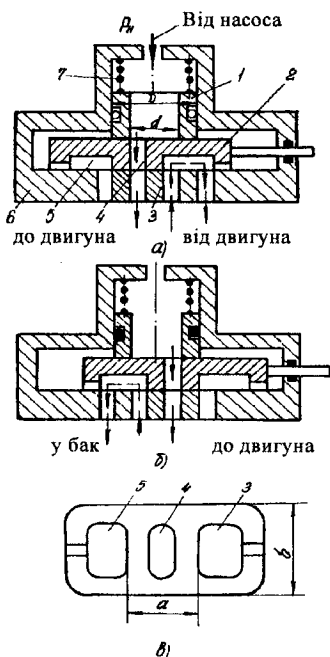


Рис. 4.17. Схема розподільника з плоским розподільним елементом

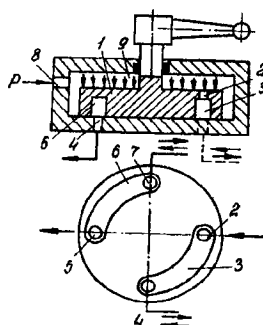


Рис. 4.18. Схема розподільника з плоским поворотним елементом

4.2.5. РЕКОМЕНДАЦІЇ З ВИБОРУ РОЗМІРУ ГІДРОРОЗПОДІЛЬНИКА

Необхідні дані для вибору гідророзподільника знаходяться в каталогах.

Межа динамічної характеристики

(максимально допустима витрата при заданому робочому тиску)

гідророзподільника

визначається в залежності від: діаметру умовного проходу гідророзподільника

(D_y); типу керування

(для електрокерування необхідно також брати до уваги тип електромагніту: постійного або змінного струму); виконання в гідросхемі;

напрямки потоку гідроліній;

способу перемикання (механізмом керування або поворотною

або поворотною

або поворотною

або поворотною

або поворотною

або поворотною

або поворотною

або поворотною

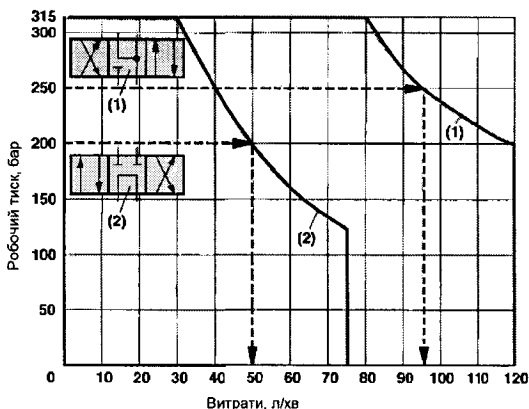


Рис. 4.19. Приклад визначення границі динамічної характеристики для 4/3 гідророзподільника за даними з каталогу

пружиною); частоти для електромагнітів змінного струму.

Межа динамічної характеристики для вибраних гідророзподільників наводиться в каталогах у вигляді кривих $p - Q$ залежно від виконання по гідросхемі (рис. 4.19). З рис. 4.19 можна бачити, що виконання (1) по гідросистемі здатне пропускати до 95 л/хв при тиску 250 бар, а виконання (2) – тільки 50 л/хв при тиску 200 бар.

Наведені в каталозі межі динамічної характеристики справедливі тільки для двох напрямів потоку, наприклад $P-A$ і одночасно $B-T$. Реверс потоку може призвести до великих втрат експлуатаційної якості через сили потоку, що діють в різних варіантах виконання гідросхеми. У клапанних гідророзподільниках зміна напрямку потоку взагалі неприпустима.

Характеристичні криві в каталогах (рис. 4.20) враховують тільки втрати тиску в гідророзподільниках. Втрати тиску в монтажній плиті і з'єднувальних лініях повинні додаватися до цих значень.

Втрати тиску Δp в гідророзподільнику для виконання (1) при витраті $Q=95$ л/хв і напрямку потоку $P-A$ складають 3,8 бар, а при напрямку $B-T$ - 4,6 бар. Аналогічні втрати мають місце також для потоків $P-B$ та $A-T$. Для виконання (2) при витраті $Q = 50$ л/хв і напрямку потоку $P-A$ або $P-B$ втрати тиску дорівнюють 1 бар, при напрямку $A-T$ - 1,5 бар і напрямку $B-T$ - 1,8 бар.

4.3. ГІДРОКЛАПАНИ ТИСКУ

Гідроклапани тиску призначені для підтримки заданого тиску потоку робочої рідини в гідропередачі. Гідроклапани тиску за призначенням поділяються на напірні, редуційні, гідроклапани різниці тисків, гідроклапани співвідношень тисків, а за дією потоку на запірно-регульовальний елемент на клапани прямої дії і клапани непрямої дії.

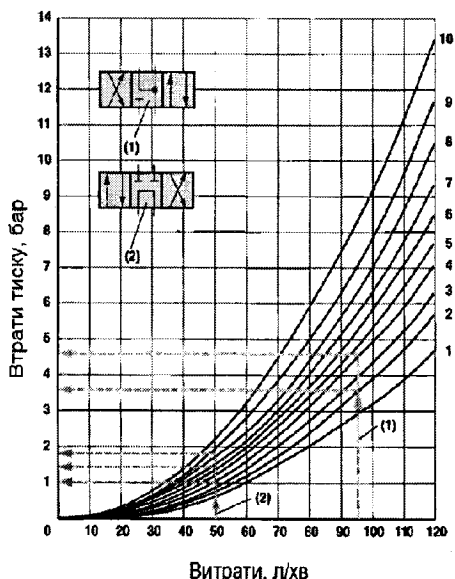


Рис.4.20. Криві втрат тиску в розподільниках

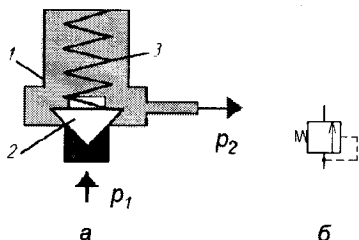


Рис. 4.21. Схема гідроклапана прямої дії

Гідроклапан прямої дії має розміри робочого прохідного перерізу такі, що змінюються під дією потоку робочої рідини. На рис. 4.21 зображена схема гідроклапана прямої дії. Він складається з корпусу 1, запірний елемента 2, пружини 3. Рідина під тиском p_1 давить на запірний елемент 2 і, подолавши тиск пружини 3, йде на вихід. У клапанах прямої дії із зростанням тиску p_1 в гідроприводі стискається пружина 3 клапана 1, через що останній втрачає свою герметичність. Ось чому клапани прямої дії не мають гарантованої герметичності і стабільності в роботі. Тому вони рідко застосовуються в будівельних машинах.

Вхідний тиск навантажує запірний елемент гідравлічною силою:

$$F_{\text{в}} = p_1 \cdot S \leq F_f + (p_2 \cdot S), \quad (4.8)$$

де p_1 та p_2 - тиск на вході та на виході; S - площа прохідного перерізу; F_f - сила попереднього стиснення пружини.

Клапан непрямої дії має такі розміри робочого прохідного перерізу, які змінюються основним запірно-регулювальним елементом під дією потоку робочої рідини на допоміжний запірно-регулювальний елемент (рис. 4.22).

Гідроклапан складається з основного 1 і допоміжного 2 клапанів. Робоча рідина підводиться до основного гідроклапана і заповнює його порожнину 3, що з'єднана з допоміжним гідроклапаном 2 дроселювальним отвором 4. Запірно-регулювальний елемент 5 стримує пружину 6. Пружина 6 основного гідроклапана відіграє допоміжну роль, тому має незначні розміри. На рис. 4.22, б зображено графічну схему гідроклапана непрямої дії, де 7 - допоміжний гідроклапан, 8 - дроселювальний канал, 9 - основний гідроклапан.

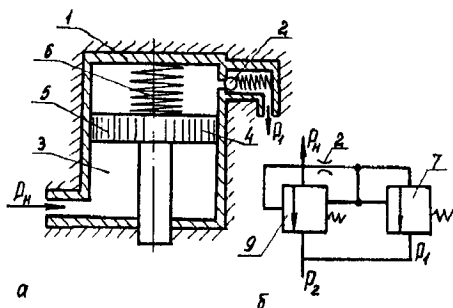


Рис. 4.22. Схема гідроклапана непрямої дії

Забірний елемент 5 стримує пружину 6. Пружина 6 основного гідроклапана відіграє допоміжну роль, тому має незначні розміри. На рис. 4.22, б зображено графічну схему гідроклапана непрямої дії, де 7 - допоміжний гідроклапан, 8 - дроселювальний канал, 9 - основний гідроклапан.

Напірний клапан призначений для обмеження тиску в гідроприводі. Бувають запобіжні та переливні напірні гідроклапани. При збільшенні тиску запобіжний гідроклапан спрацьовує і частина робочої рідини зливається із гідросистеми в гідробак, в результаті чого в гідроприводі зменшується тиск і гідроклапан закривається.

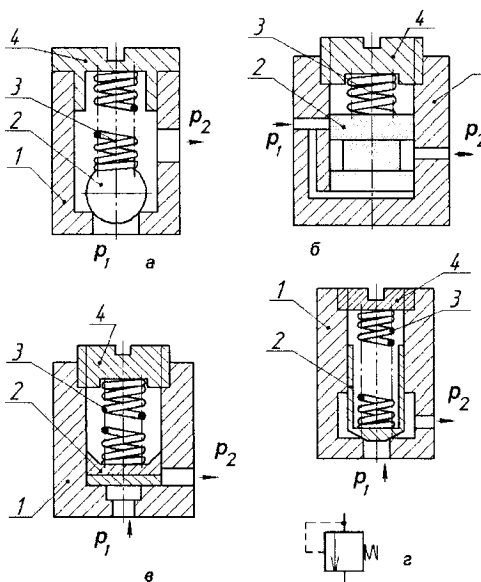


Рис. 4.23. Схеми напірних запобіжних клапанів: а – кулькового; б – плунжерного; в – тарілкового; г – конічного

За конструкцією запір-но-регулювального елемента запобіжні напірні гідро-клапани бувають кулькові, плунжерні, тарілчасті, конічні. Гідро-клапани (рис. 4.23) складаються з корпусу 1, запір-но-регулювального елемента 2, пружини 3, і регулювального гвинта 4, крім цього в корпусі є вхідні та вихідні отвори. Запірно-регулювальний елемент гідро-клапана у закритому положенні знаходиться у рівновазі під дією сили тиску робочої рідини та реакції сідла з одного боку і сили стиснення пружини - з другого боку таке становище клапана відповідає умові

$$F > P, \quad (4.9)$$

де F - сила стиснення пружини; P - сила тиску робочої рідини.

Сила F стиснення пружини більше від сили потоку робочого тиску рідини на 5%. При тиску робочої рідини $P + \Delta P$ запір-но-регулюва-ний елемент починає відкриватися, переборюючи силу F стиснення пружини. Висота підняття запір-но-регулюваль-ного елемента

$$h = \frac{Q}{\mu d_{cp} \sin \alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2P}}, \quad (4.10)$$

де Q - витрати рідини через відкриту щілину клапана, m^3/s ; μ - коефіцієнт витрат; d_{cp} - середній діаметр щілини клапана, м, $d_{cp} = (d + d_2)/2$; α - кут нахилу щілини клапана, $\alpha = 30^\circ \dots 60^\circ$.

При закритті клапана необхідно, щоб $F < P$.

Одна з основних характеристик клапана - це герметичність, яка забезпечує надійний контакт між запір-но-регулювальним елементом і сідлом клапана під дією сили пружини. На рис.

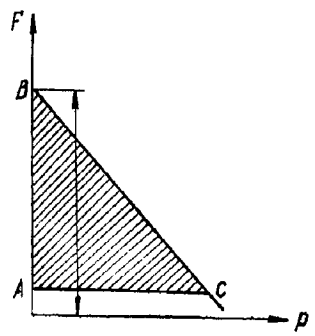


Рис. 4.24. Графік залежності сили притиснення запірного елемента до сідла від тиску рідини

4.24 зображено графік залежності сили притиснення запірного елемента до сідла від величини тиску рідини. Із зменшенням тиску робочої рідини збільшується сила притиснення, а із збільшенням тиску робочої рідини знижується герметичність клапана. Звідси видно, що необхідна критична сила для надійнішого запирання клапана.

На рис. 4.25 зображена схема запобіжного гідроклапана, який складається з корпусу 1, запірно-регулювального елемента 2, напямної втулки 3, тарілочки 4, пружини 5, стакана 6, пробки 7. При збільшенні робочого тиску в гідроприводі понад величину настройки гідроклапана запірно-регулювальний елемент 2 стискає пружину 5 і відкриває канал у магістраль зливу. При зменшенні робочого тиску в гідроклапані запірно-регулювальний елемент 2 під дією пружини 5 повертається у початкове положення і перекриває канал високого тиску і магістраль зливу.

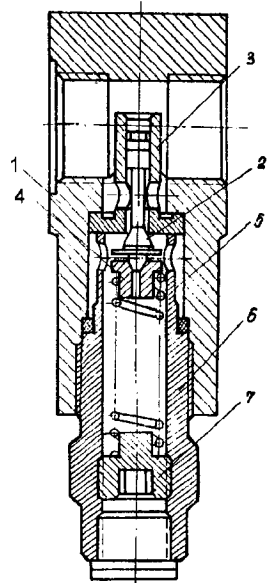


Рис. 4.25. Схема регульованого запобіжного клапана

Переливний клапан призначений для підтримки в місці його підключення заданого тиску за рахунок безперервного зливу робочої рідини. Переливні клапани відрізняються від запобіжних лише характеристикою пружини. Для забезпечення зливу робочої рідини у більшому діапазоні зміну витрат необхідно забезпечити при якомога меншій зміні тиску в напірній лінії. З цієї причини використовують пружини з меншою жорсткістю і збільшують прохідний переріз клапана.

Переливні клапани у гідроприводах з дроселювальним регулюванням підключають до магістрального трубопроводу паралельно, але на зливі інколи і послідовно.

Редукційний клапан призначений для підтримання у відповідному від нього потоці робочої рідини нижчого тиску, ніж тиск у відповідному потоці. Редукційний клапан завжди відкритий, що підтримує постійний робочий тиск рідини у відведеній гідролінії.

Редукційний клапан (рис. 4.26) являє собою автоматичний прилад, що підтримує постійний тиск. Клапан складається з корпусу 1, в якому робочим органом є плунжер 2 з дроселювальною конусною голівкою 3 і зрівноваженим поршнем 4. Плунжер під дією пружини 5 постійно утримується у відкритому стані. Характерним для редукційного клапана є те, що порожнина 6 з'єднана з порожниною 7, тобто завдяки нерівності тисків $P_H < P_{ред}$ на конусі створюється сила, протидіюча силі пружини.

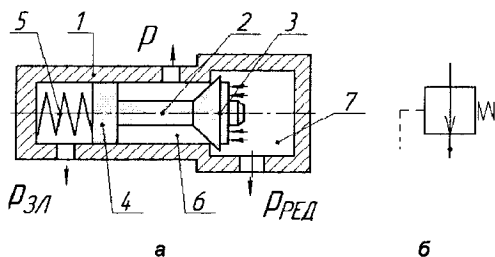


Рис. 4.26. Схема редукційного клапана

Рівняння рівноваги плунжера при роботі клапана в сталому режимі без урахування сили тертя

$$ch - pS_{\text{дп}} = p_{\text{ред}}S. \quad (4.11)$$

Звідси редукційний тиск

$$p_{\text{ред}} = \frac{ch - pS_{\text{дп}}}{S}, \quad (4.12)$$

де c - жорсткість пружини; h -

висота відкриття щілини; $S = \frac{\pi D^2}{4}$ - площа конуса затвора; $S_{\text{дп}} = \frac{\pi d^2}{4}$ - площа сідла клапана.

Для плавного переміщення і поліпшення демпфірування плунжера зливний канал з'єднаний з камерою пружини клапана. Умовне зображення редукційного клапана наведено на рис. 4.26, б.

На рис. 4.27 зображений редукційний клапан, який складається з корпусу 1, кулькового клапана 2, плунжера 9, пружини 6. Рідина під дією тиску підводиться до входу 5 в комірку 4 і далі через щілину, створену плунжером 3 і корпусом 1, в порожнину 7 і тече на вихід.

Системою каналів порожнина 11 з'єднана з порожнинами 9, 10, а між порожнинами 5 і 11 є жиклерний отвір 12. У верхній частині клапана вмонтовано кульковий клапан 2, стиснення якого регулюється пружиною 6 і гвинтом 13. Якщо тиск у порожнині 10 перебільшить тиск, на яке налагоджена пружина 6, то клапан 2 підніметься і рідина прямуватиме на злив. Завдяки жиклерному отвору тиск у порожнині 10 буде меншим від тиску в порожнинах 9 і 11. Плунжер 3 подолавши силу пружини 13, підніметься і зменшить щілину між плунжером 3 і корпусом 1. В результаті описаного тиск в порожнині упаде до величини, на яку налагоджений редукційний клапан.

Клапан різниці тисків призначений для підтримки заданої різниці тисків у відповідному і відвідному потоках робочої рідини або в одному з цих потоків і побічному потоці. Клапан різниці тисків (рис. 4.28) складається з корпусу 1, запірно-регульовального елемента 2, пружини 3. У запірному елементі 2 зроблено отвір 4, який з'єднує порожнини 5 і 6.

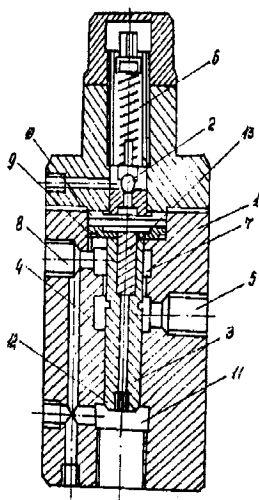


Рис. 4.27. Схема редукційного клапана

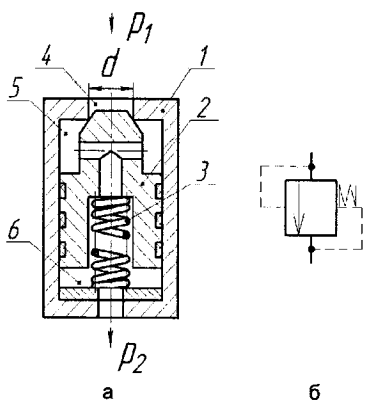


Рис. 4.28. Схема клапана різниці тисків

Різниця тисків

$$P_1 - P_2 = \Delta P, \quad (4.13)$$

де P_1 - тиск, за якого запірно-регулювальний клапан відкриється,

$$P_1 = \frac{cH}{S}, \quad (4.14)$$

де P_2 - сила, за якої клапан закриється,

$$P_2 = \frac{cH}{S_1 + 0,5S_2}. \quad (4.15)$$

Після певної підстановки у (4.11)

$$P_1 - P_2 = \Delta P = \frac{4cH}{\pi d^2} = const. \quad (4.16)$$

Клапан різниці тисків відкривається при зусиллі

$$\Delta P > \frac{4cH}{\pi d^2}. \quad (4.17)$$

Як бачимо, клапан різниці тисків і роботою і призначенням подібний до редукційного.

У будівельних машинах, іноді необхідно отримати постійне співвідношення двох нерівних тисків потоків робочої рідини.

На рис. 4.29 зображена схема **клапана співвідношень тисків**, який призначений для підтримання заданого співвідношення тисків у відповідному та відвідному потоках робочої рідини.

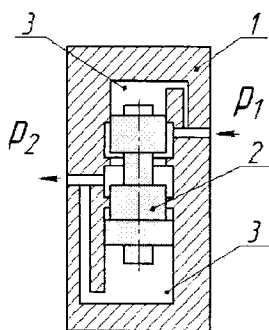


Рис. 4.29. Схема клапана співвідношень тисків

Клапан співвідношень тисків складається з корпусу 1, плунжера 2, камер 3 керування, які з'єднуються з гідролініями каналами регулювання. Плунжер 2 розміщений в циліндрі у плаваючому положенні. Переміна тиску в одному з гідропроводів приводить до переміщення плунжера 2 і співвідношення перепадів тисків відновлюється. Співвідношення перепадів тисків визначається відношенням ефективних площ плунжера, які зворотно пропорційні відношенню перепадів тисків.

В тарільчастих гідроклапанах тарілка з корпусом утворює щілину, яка завдяки дії сили стиснення пружини C_p і сили ваги клапана G_k може пропускати рідину тільки в одному напрямі. Клапани насосів мають виконувати велику кількість робочих циклів. Така схема гарантує безударну роботу між тарілкою та сідлом.

При підйманні клапана кількість рідини, що проходить через кільцеву щілину, менша від кількості рідини, що протікає через отвір у сідлі. При опусканні клапана відбувається протилежне явище.

Кількість рідини, що протікає через отвір сідла

$$\mu V_{щ} h = S_c V_c - S_T V_T, \quad (4.18)$$

де μ - коефіцієнт витрати щілини; l - довжина кола тарілки клапана; $V_{щ}$ - теоретична швидкість рідини у щілині клапана; h - площа перерізу отвору в сідлі клапана; S_c - площа перерізу отвору в сідлі клапана; V_c - швидкість рідини в цьому отворі; S_T - площа тарілки клапана; V_T - швидкість переміщення клапана.

За умови, що поршневі насоси мають один напірний і один всмоктувальний клапани,

$$S_c V_c = S V, \quad (4.19)$$

де S - площа поршня; V - швидкість переміщення поршня.

На основі виразу (4.18) рівняння (4.17) набуде такого вигляду:

$$\mu V_{щ} h = S V - S_T V_T, \quad (4.20)$$

Визначення довжини кола клапанів l і площі сідла клапана S для розгляду тарілчастого ковпака

$$l = \pi d_T, \quad S = \frac{\pi d_T^2}{4},$$

де d_T - діаметр тарілки ковпака.

Можна визначити висоту піднімання клапана:

$$h = \frac{1}{\mu V_{щ}} (S V - S_T V_T). \quad (4.21)$$

Якщо у формулі (4.20) прийняти множник перед дужками постійним, то можна отримати швидкість клапана:

$$V_K = \frac{dh}{dt} = \frac{1}{\mu V_{щ}} \left(S \frac{dV}{dt} - S_T \frac{dV_T}{dt} \right),$$

або

$$V_K = \frac{dh}{dt} = \frac{1}{\mu V_{щ}} S \frac{dV}{dt},$$

Через те, що

$$\begin{aligned} \frac{dV}{dt} &= 2\omega^2 \cos \alpha, \\ V_K &= \frac{S\omega^2 r \cos \alpha}{\mu V_{щ}}. \end{aligned} \quad (4.22)$$

Скориставшись виразом (4.21), запишемо рівняння (4.20) у кінцевому вигляді:

$$h = \frac{1}{\mu V_{ш}} \left(S r \omega \sin \alpha - S_T \frac{S r \omega \cos \alpha}{\mu V_{ш}} \right),$$

або

$$h = \frac{S r \omega \sin \alpha}{\mu V_{ш}} - \frac{S_T S r \omega \cos \alpha}{(\mu V_{ш})^2}. \quad (4.23)$$

Із рівняння (4.22) можна визначити висоту піднімання клапана при будь-якому положенні поршня відносно кута обертання кривошипа. При підніманні клапана на висоту h відкриється кільцева щілина, через яку подаватиметься рідина у кількості

$$Q_K = \mu S_{ш} \sqrt{\frac{2P_K}{\rho}}. \quad (4.24)$$

Слід зазначити, що запізнення в роботі клапана знижується зі зменшенням його ваги G_k , площі та висоти h піднімання. При зростанні частоти обертання насоса n_k збільшується швидкість піднімання клапана V_k при наближенні тарілки із сідлом. За малої швидкості клапана тарілка виштовхує рідину плівку повільно, завдяки чому дотик тарілки і сідла відбувається без удару. Зі збільшенням V_k відбувається удар. В результаті цього клапани швидко руйнуються і втрачається герметичність.

4.4. ДРОСЕЛЮВАЛЬНІ РЕГУЛЮВАЛЬНІ АПАРАТИ

Дросель призначений для створення опору потоку робочої рідини. Завдяки дроселюванню рідини в гідроприводі можна підтримувати задане значення перепаду тисків у відповідному й відвідному потоках робочої рідини. Дроселювальне регулювання широко застосовується в гідроприводах, але воно засноване на перетворенні енергії в теплоту. Гідропривод з дроселювальним регулюванням обмежений за потужністю.

Перепад тиску в дроселі залежить від конструкції запірно-регулювального елемента. Останні бувають кранові та золотникові. Через це потік у дроселя може бути як ламінарний, так і турбулентний, а звідси й різні втрати тиску. Якщо потік рідини у дроселі ламінарний, то втрати тиску змінюються пропорційно швидкості течії рідини. Такі дроселі дістали назву лінійних.

Для нелінійних дроселів характерна втрата енергії при раптовому звуженні або розширенні каналу. У таких дроселях тиск змінюється пропорційно квадрату втрат, і ці дроселі дістали назву квадратичних перепадів тиску, у них

$$\Delta P = \xi \frac{V^2}{2} \rho.$$

де ξ - коефіцієнт місцевого опору.

У гідроприводах застосовуються золотникові та кранові дроселі.

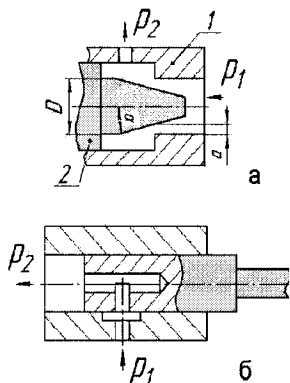


Рис. 4.30. Схеми дроселів

через дросель залежить від площі перехідного перерізу щілини, яка змінюється при обертанні ручки

5, тобто кранового запірно-регулювального елемента 6. На рис. 4.31, б

показано умовне позначення регулювального дроселя.

У гідроприводі витрата через дросель залежить не тільки від площі прохідного перерізу, але й від перепаду тисків (у зв'язку з цим застосовується регулятор витрати).

Регулятор витрати призначений для підтримання заданого значення витрати незалежно від значення перепаду тисків у відповідному та відвідному потоках робочої рідини.

Регулятор витрати складається з регулювального дроселя та редукційного клапана. Регулювальний дросель регулює витрату робочої рідини, а редукційний клапан автоматично забезпечує постійний перепад тисків на дроселі.

На рис. 4.32 зображена схема дроселя з регулятором, який підтримує постійні витрати робочої рідини при змінних навантаженнях на механізми.

Запірно-регулювальним елементом в цьому дроселі є кран 1. Редукційний клапан 2 розміщений з правого боку у загальному корпусі 3. Витрата рідини регулюються дроселем, а постійна витрата за одиницю часу - редукційним клапаном.

На рисунку 4.30, а зображено схему золотникового дроселя, в якому робочий прохідний переріз створюється прямокутними кромками корпусу 1 і золотника 2. На рисунку 4.30, б зображена схема кранового дроселя, в якому робочий прохідний переріз створюється між розточкою корпусу 1 і щілиною в крані 2. Для зміни дроселювального перерізу необхідно задати осьові рухи золотника і поворотні - крану.

На рис. 4.31, а зображена схема дроселя з крановими запірно-регулювальними елементами. Робоча рідина надходить на вхід 1 і проходить через щілину 2, відводиться крановим каналом 3 на вхід 4.

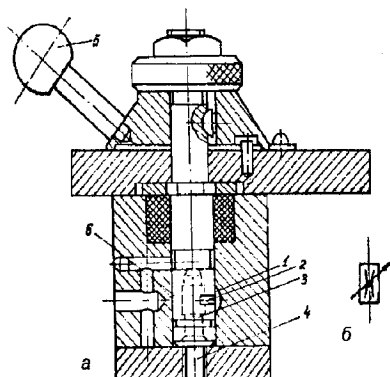


Рис. 4.31. Схема дроселя з крановим запірно-регулювальним елементом

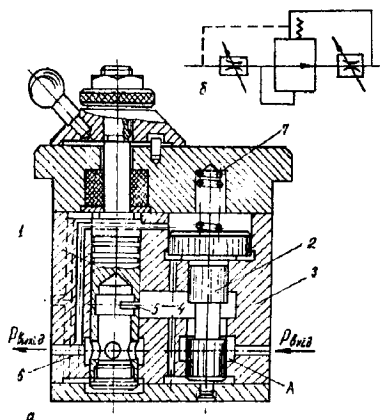


Рис. 4.32. Схема дроселя з регулятором

постійний тиск у порожнині 4 незалежно від величини тиску на вході.

4.5. КЛАПАНИ СПІВВІДНОШЕНЬ ВИТРАТ

Клапани співвідношень витрат призначені для підтримки заданого співвідношення витрат робочої рідини у двох або кількох паралельних потоках. Коли в гідроприводі будівельних машин потрібно забезпечити синхронізацію рухів двох і більше гідродвигунів, які працюють від одного гідронасоса при різних навантаженнях, застосовують клапани співвідношень витрат. Ці клапани поділяють на подільники і поєднувачі потоку. Подільники потоку призначені для розділення одного потоку робочої рідини на два або більше потоків. Подільники потоків встановлюють, коли необхідно синхронізувати два паралельно підключених гідродвигуни.

На рис. 4.33 зображена схема подільника 1 потоків, що підключена до двох гідроциліндрів 3 і 2. Вхід подільника з'єднаний з виходом насоса 4. У корпусі подільника встановлений плаваючий плунжер 5.

Робоча рідина з тиском P_H і витратою Q_H підводиться в канали 6 і 7 і надходить в порожнини з двох боків плаваючого плунжера 5. За однакових сил $F_1 = F_2$ втрати тиску будуть також однакові, як і в паралельно підключених трубопроводах, звідси і витрати у них однакові: $Q_1 = Q_2 = Q/2$.

При зміні навантаження в одному з двох гідроциліндрів, наприклад, у 3, повільно зменшується витрата через праву дроселювальну щілину і збільшиться тиск на величину ΔP :

$$P_2 + \Delta P_1 + \rho g R_2 Q_1^2 > P_1 + \rho g R_2 Q_2^2. \quad (4.25)$$

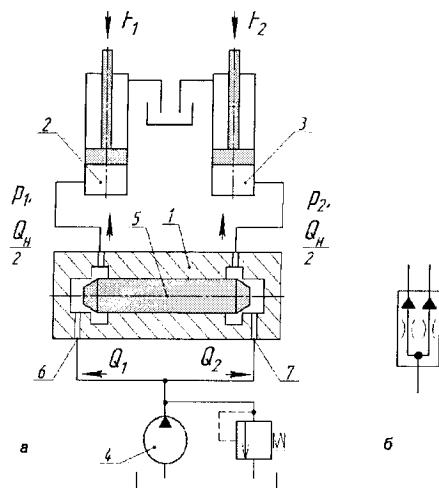


Рис. 4.33. Схема подільника потоку

В наслідок перепаду тисків поршень переміститься у напрямі гідроциліндра 2, відповідно збільшиться R і втрати тиску до $\Delta P_2 = \Delta P_1$. За таких умов знову відновиться рівновага плунжера 5, тому що

$$P_H - P_1 = Q_1 R_1; \quad P_H - P_2 = Q_2 R_2,$$

тоді

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{R_2}{R_1},$$

звідси

$$R_1 = \frac{Q_2 R_2}{Q_1}. \quad (4.26)$$

При зрівнюванні зусиль F_1 і F_2 в потоках гідроциліндрів втрати тисків дорівнюють нулю $\Delta P_1 = \Delta P_2 = 0$, внаслідок чого плунжер повернеться у вихідне положення, тоді $Q_1 = Q_2$ і $R_1 = R_2$. На рисунку 4.33, б наведено умовне позначення подільника потоку.

На рисунку 4.34 зображена схема вмикання подільника і поєднувача потоків синхронного руху двох гідродвигунів.

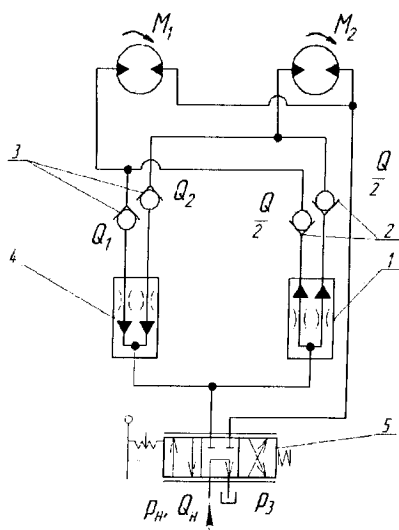


Рис. 4.34. Схема синхронної роботи двох

Від гідронасосів потік робочої рідини Q_H надходить до гідродвигунів, які працюють синхронно на один робочий орган через подільник потоку 1 та зворотні клапани 2. Рідина від гідродвигуна через зворотні клапани 3 і поєднувач потоку 4 йде на злив у гідробак. Трипозиційний гідророзподільник 5 забезпечує реверс гідродвигунів. Розподільник потоку 1 ділить загальний потік Q_H на два $Q_H/2$.

При реверсуванні гідродвигунів M_1 і M_2 необхідно золотник перемістити в крайню праву позицію. Робоча рідина під тиском надходить в гідродвигуни M_1 і M_2 . Від гідродвигунів потік рідини надходить на зворотні клапани 3 і поєднувач потоку 4, який незалежно від зміни

навантажень забезпечує синхронну швидкість обертання валів гідродвигунів.

Недоліками дроселювальних гідроклапанів співвідношень витрат є необхідність виготовлення їх елементів з дуже високою точністю і низький ККД.

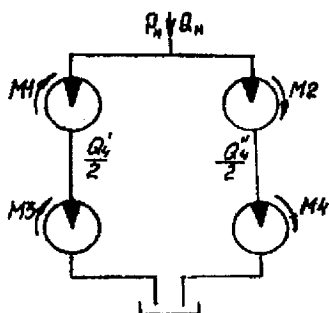


Рис. 4.35. Схема ввімкнення гідродвигунів

На рис. 4.35 зображена схема механічного (об'ємного) розподільника і поєднувача потоків. За однакових об'ємів гідродвигунів $M1$ і $M2$ потік рідини ділиться рівномірно: $Q_n/2$. За рівних крутних моментів на гідродвигунах $M3$ і $M4$ перепад тиску буде зумовлений одним тертям, внаслідок чого гідродвигуни $M1$ і $M2$ практично працюють у холостому режимі, тобто витік у них практично відсутній і ККД наближається до 1, тобто схема працює з високою точністю.

Якщо один з гідродвигунів $M3$ або $M4$ буде недовантажений ($M3 \neq M4$), то тиск $p_3 \neq p_4$, внаслідок чого в одному з гідропроводів з'явиться надлишок потужності, а в гідропроводі з меншим тиском гідродвигун працюватиме як гідронасос.

Перепад тисків

$$\Delta P = \frac{1}{2} P_H.$$

4.6. СПРЯМІВНІ ГІДРОКЛАПАНИ

Спрямівні гідроклапани використовуються в гідроавтоматиці і призначені для регулювання пусків, зупинок і напрямку потоку робочої рідини у двох або більше гідролініях. До спрямівних гідроклапанів належать гідроклапани послідовності, витримки часу, зворотні, гідрозамокки, логічні гідроклапани. Гідроклапан послідовності призначений для запуску потоку робочої рідини при досягненні в ньому заданого тиску, для запуску потоку робочої рідини при досягненні в ньому заданого тиску. На рис. 4.36, а, в зображені схеми *гідроклапанів послідовності*, що складаються з корпусу 1, запірно-регулювального елемента 2 і зворотної пружини 3. Рідина з тиском P_p каналом 4 підводиться в нижній торець плунжера 2, який натискує на золотник, останній, долаючи опір пружини, рухається вгору і з'єднує канали з тиском P_1 і P_2 . У камеру пружини підведений потік рідини із магістралі зливу для підтримки демпфірування золотника. Послідовний клапан може працювати від окремого потоку рідини з дистанційним керуванням $P_{кер}$ (рис. 4.36, в і з).

В

гідроавтоматиці широко застосовуються гідроклапани – реле витримки часу. Схема реле витримки часу, призначеного як для пуску, так і для зупинки потоку рідини в гідролінії, зображена на рис. 4.37. У корпусі 1

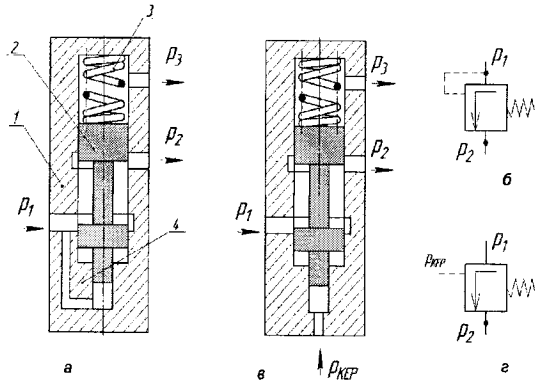


Рис 4.36. Схеми гідроклапанів послідовності

плунжер 2, стиснений з одного боку пружиною 3, а з другого - потоком рідини. Гвинтом 4 регулюється жорсткість пружини 3 і час витримки

$$T = \frac{W}{Q}, \quad (4.27)$$

де W - об'єм гідроклапана; Q - витрата рідини через дросель 5.

При подачі потоку рідини через дросель 5 в плунжерну порожнину 6 рідина за час T перемістить плунжер 2 вгору і відкриє гідролінію з тиском P_1, P_2 . При зниженні тиску в порожнині 6 пружина 3 виштовхує рідину з плунжерної порожнини 6 і перекриває гідролінію, тобто реле часу набуде початкового стану. Час витримки T задається регулювальним дроселем 5.

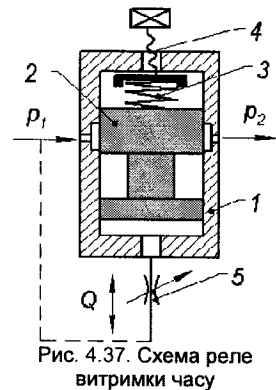


Рис. 4.37. Схема реле витримки часу

4.7. ЗВОРОТНІ КЛАПАНИ ТА ГІДРОЗАМКИ

Зворотні клапани подібні до запобіжних. Різниця полягає у тому, що у зворотних клапанах застосовується пружина з малим зусиллям. Призначені вони для пропускання робочої рідини тільки в одному напрямі. У зворотному напрямі вони замкнені.

Схеми зворотних клапанів з кульковим і конусним запірно-регулювальними елементами зображені на рис. 4.38. При русі потоку рідини в прямому напрямі запірно-регулювальний елемент віджимається від сідла і потік проходить через робоче вікно клапана. При зворотному русі потік рідини притискає запірно-регулювальний елемент до сідла.

Рух рідини у зворотному напрямі закінчується. Пружина у зворотному клапані призначена для надійної посадки клапана в сідло при зворотному русі рідини, і жорсткість її обирають найменшою.

Для зменшення втрати тиску зворотні клапани іноді виконуються без пружин, їх ставлять вертикально, щоб запірно-регулювальний елемент опускався від своєї ваги.

Гідрозамок призначений для пропускання потоку робочої рідини в одному напрямі і для замикання її у зворотному напрямі при відсутності регулювальної дії, а при наявності регулювальної дії - для пропускання в обох напрямках.

Гідрозамки бувають одно- та двобічної дії (рис. 4.39). Якщо розподільник поставити в позицію I, то на виході 1 гідрозамок тиск буде відсутнім і рідина у прямому русі піде гідролінією 2, відтисне запірно-регулювальний елемент від сідла до виходу 3. Якщо розподільник поставити у позицію III, то рідина надійде в канал 1 і поршень зі штовхачем переміститься ліворуч, від чого штовхач відтисне запірно-регулювальний елемент від сідла і рідина пройдёт каналом 3 до гідроциліндра.

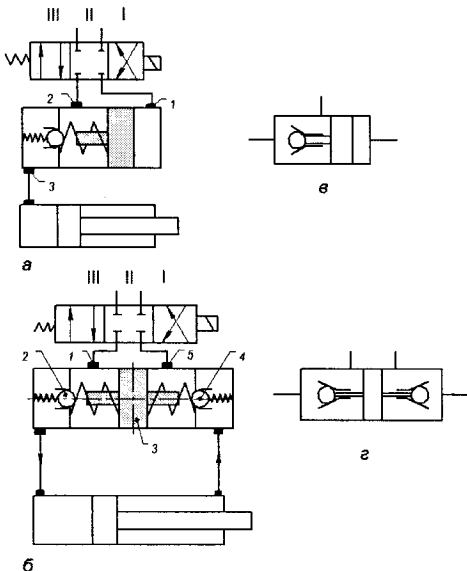


Рис. 4.39. Схеми гідрозамків

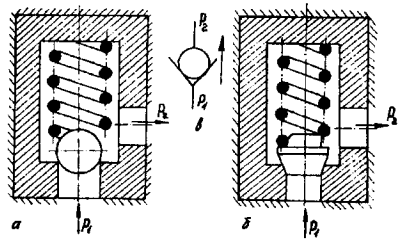


Рис. 4.38. Схеми зворотних клапанів

Односторонній гідрозамок в позиції I працює як прямоточний канал, в позиції III - як регулювальний зворотний клапан. Для зупинки і замикання гідродвигунів в подібних випадках застосовуються двобічні гідрозамки, які мають два регулювальних зворотних клапани, які дозволяють при відсутності регулювального сигналу замикати робочі порожнини гідродвигунів, що виключають самовільне вмикання.

Якщо гідророзподільник поставити в позицію I, то рідина піде в канал 1, відтисне запірно-регулювальний елемент 2, і рідина

потече в поршневу порожнину гідроциліндра (рис. 4.39). У цей самий час плаваючий поршень 3 переміститься праворуч, натисне на клапан 4 і забезпечить прохід рідини із штокової порожнини гідроциліндра через прохідний отвір клапана 4 по каналу 5. При реверсуванні гідророзподільника гідрозамок працюватиме у зворотному напрямі. У нейтральному положенні розподільника гідрозамок буде вимкнений і гідроциліндр буде зафіксований у заданому положенні. Умовні позначення гідрозамків показані на рисунку 4.39, в, г.

Гідрозамки двократної дії широкого застосовуються в будівельних машинах для керування положенням робочого органу.

4.8. КОНДИЦІОНЕРИ РОБОЧОЇ РІДИНИ

Кондиціонери робочої рідини призначені для очищення робочої рідини від забруднення. За способом очищення їх поділяють на фільтри та сепаратори, а за призначенням - на всмоктувальні, напірні та зливні.

Фільтром називають пристрій, призначений для відділення твердих забруднених частинок з робочої рідини. Дотримуючись необхідних умов щодо чистоти гідропривода машин вдається підвищити надійність гідроапаратів і зменшити експлуатаційні витрати на 60%. Особливо це важливо в гідроприводі з підвищеним тиском робочої рідини, тому що в ньому проміжок між прецизійними парами складає до 5 мкм. Особливості промислових процесів фільтрації показано в табл. 4.2.

Робота фільтра характеризується коефіцієнтом очистки

$$K = (1 - n_2/n_1) \cdot 100\%,$$

де n_2 та n_1 – кількість часток заданого розміру після і до очистки відповідно.

Для кількісної оцінки твердих частинок, присутніх у рідині розроблено класифікаційні системи (стандартизовані класи чистоти). Найбільш вживаними на даний час стандартами є NAS 1638 (National American Standard) та ISO DIN 4406.

По стандарту NAS 1638 для класифікації ступеня забруднення встановлено 14 класів. Для кожного класу встановлено кількість частинок в 100 мл проби з градацією на п'ять розмірних груп. Класи чистоти по NAS 1638 наведено в табл. 4.3.

По стандарту ISO DIN 4406 кількість частинок більше 5 мкм і більше 15 мкм визначають інтегрально в 100 мл проби робочої рідини. Клас чистоти визначається на підставі цих двох кількостей частинок. Передбачено класифікацію за 26-ма класами.

Позначення класу чистоти складається з двох чисел, перше з яких означає клас для частинок розміром більше 5 мкм а друге – більше 15 мкм. На рис. 4.40 показано класи чистоти по ISO DIN 4406.

Для проведення аналізу твердих частинок забруднень необхідно взяти пробу з гідросистеми. Методи взяття проб стандартизовані по ISO 4021, Cetop RP95H та DIN ISO 5884.

Таблиця 4.2

Процеси фільтрації рідин і газів

Фільтрова не середовище	Рідина				Газ	
	Реверсний осмос	Ультрафільтрація	Мікрофільтрація	Тонка та груба фільтрація	Мікрофільтрація	Тонка та груба фільтрація
Товщина фільтрації	0...0,001 мкм	0,001...0,1 мкм	0,1...3 мкм	3...1000 мкм	0,1...3 мкм	3...1000 мкм
Молекулярна вага	до 1000	до 1000000	-	-	-	-
Мета	Видалення розчинних речовин	Видалення колосидів	Видалення частинок			
Область застосування	Видалення солей та важких металів з води	Розділення оливи та води	Фармацевтика, харчова промисловість	Водоочистення, гідравліка	Серийна вентиляція, фармацевтика	Вентиляція кімнат, гідробаків
Фільтруюче середовище	Діафрагма			Пористий або поверхневий фільтр	Діафрагма	Пористий або поверхневий фільтр
Типи	Трубчата або плоска діафрагма	Трубчата, плоска та капілярна діафрагма	Трубчата або плоска діафрагма	Елементи з органічною або неорганічною фіброю, дротяна сітка, щілинні трубки, центрофуги, циклони	Трубчата або плоска діафрагма	Елементи з органічною або неорганічною фіброю, дротяна сітка, циклони

Аналіз частинок виконується одним із двох загальних методів:

- мікроскопічний рахунковий метод. Проба робочої рідини фільтрується за допомогою діафрагми, а осад досліджується під мікроскопом шляхом підрахунку розмірів та кількості частинок. Цей метод стандартизований по ISO 4407 та 4408. Він занадто дорогий і вимагає великого досвіду;

- метод автоматизованого розрахунку частинки. Цей метод стандартизований по Сетор RP95Н. Проба рідини протікає через фотооптичну вимірвальну комірку. Вимірвальна комірка має канал для рідини, джерело світла та фотодіоди, розташовані збоку від прозорого вікна. Частинки зменшують площу світлового потоку, в результаті чого зменшується

Таблиця 4.3

Класи чистота по NAS 1638

Клас чистоти	Розміри частинки, мкм				
	5-15	15-25	25-50	50-100	> 100
00	125	22	4	1	0
0	250	44	8	2	0
1	500	89	16	3	1
2	1000	178	32	6	1
3	2000	356	63	11	2
4	4000	712	126	22	4
5	8000	1425	253	45	8
6	16000	2850	506	90	16
7	32000	5700	1012	180	32
8	64000	11400	2025	360	64
9	128000	22800	4050	720	128
10	256000	45600	8100	1440	256
11	512000	91200	16200	2880	512
12	1024000	182400	32400	5760	1024

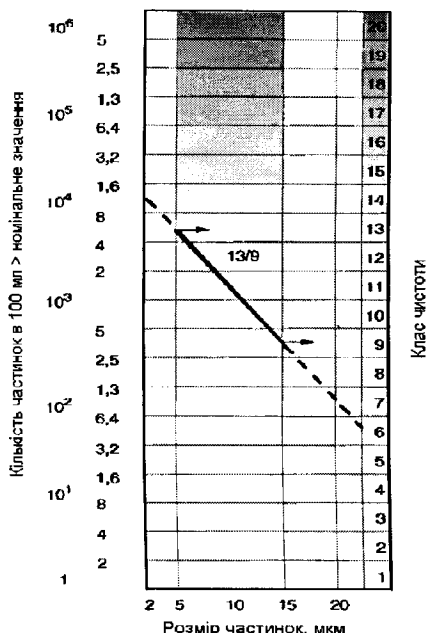


Рис. 4.40. Класи чистота по ISO DIN 4406

світлове випромінювання. Метод заснований на принципі переривання світлового потоку, в результаті чого формується інформація про розподіл, кількість та розмір твердих частинки.

Вибір якості фільтрації залежить від того, для якої групи фільтрації призначений фільтр. В гравітаційних фільтрах рідина проходить через фільтр під дією власної сили ваги. Даний метод фільтрації не використовується в гідравлічних та змащувальних системах, проте є розповсюдженим при виробництві питної води та очищенні спеціальних рідин (фільтри з гравієм, паперові фільтри). В напірних фільтрах рідина проштовхується пере-

падом тисків через фільтрувальний матеріал. Цей процес використовується для фільтрування робочих рідин гідроприводів. В центрифугах для відділення твердих частинок від рідини застосовується відцентрова сила. Цей метод використовується для очищення сильно забруднених рідин, а також для відділення води. У фільтраційних пресах рідина витискається з твердих частинок механічними силами. Тверді частинки залишаються в пресі, утворюючи вижимки. Цей метод не використовується в гідравліці, а основна область його застосування - харчова промисловість.

Розглянуті методи фільтрації використовуються різні фільтрувальні матеріали або їхні комбінації.

У поверхневих фільтрах частинки певного розміру затримуються на поверхні фільтрувального матеріалу, частинки менших розмірів вільно проходять через фільтрувальний матеріал. По мірі засмічення площа фільтруючої поверхні зменшується. Утворений на поверхні шар забруднень може призвести до зменшення товщини фільтрації. Для поверхневої фільтрації використовуються діафрагми, дротяні сітки, металеві пластини або фільтрувальне полотно.

Залежно від форми фільтруючих отворів фільтри бувають щілинні, сітчасті та пористі.

У сітчастих фільтрах робоча рідина проходить через сітку фільтрувального елемента. В основному застосовуються металеві сітки квадратного плетива з латунного дроту круглого перерізу. Ці фільтри характеризуються розміром камери і значенням живого перерізу камери на одиницю поверхні.

У пористих фільтрах рідина проходить через пори фільтрувального елемента. Останні можуть бути паперові, тканинні, керамічні й металокерамічні. Ці фільтри набули широкого поширення в гідроприводах машин. Особливе місце посідають металеві фільтрувальні елементи із спресованих порошків різних металів та їх сполучень. Забруднена робоча рідина тече каналами між кульками й очищується. Розмір каналів у фільтрувальному елементі вибирається залежно від розміру частинок забруднення.

У щілинних фільтрах очищення робочої рідини здійснюється за рахунок щілин, які знаходяться у фільтрувальному елементі. За видом фільтрувального елемента щілинні фільтри поділяють на пластинчасті, дротяні та паперові.

На стадії проектування може бути важко вибрати товщину фільтрації для необхідного класу чистоти, тому конструкцію та розмір фільтра необхідно вибрати таким чином, щоб у будь-який момент можна було порівняно просто його замінити на фільтр іншого розміру. Це дозволяє в процесі подальшої експлуатації системи встановлювати фільтр з меншою фільтрувальною здатністю або більшою довговічністю.

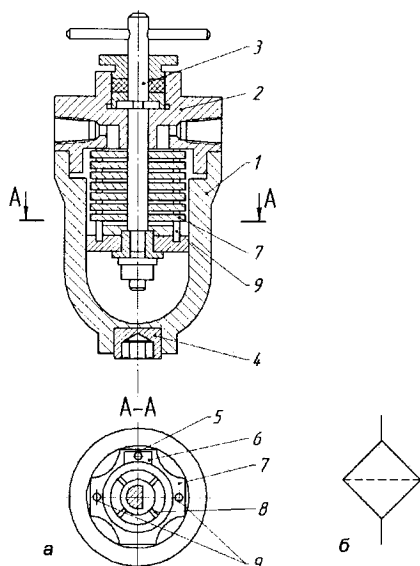


Рис. 4.41. Схема пластинчатого фільтра

фільтрувального пакета. Забруднені включення виводяться з фільтра через отвір 4.

Площа фільтруючої поверхні визначається з урахуванням витрат рідини Q і величини гідравлічних витрат:

$$S = \mu \frac{Q}{q \Delta P}, \quad (4.28)$$

де μ - динамічна в'язкість рідини; q - питома витрата рідини через фільтрувальний матеріал; ΔP - перепад тиску у фільтрі.

Паперові фільтри (фільтрувальний елемент - папір), виконані у вигляді гофрованого стакана. Паперові фільтри очищують рідину від твердих частинок. На рис. 4.42 зображена схема паперового фільтра, який складається з корпусу 1, кришки 2, стакана 6, пробки 3. Забруднена робоча рідина, що надійшла через корпус, проходить в середину між серцевиною 3 з постійним магнітом 4 і фільтруючим елементом 5.

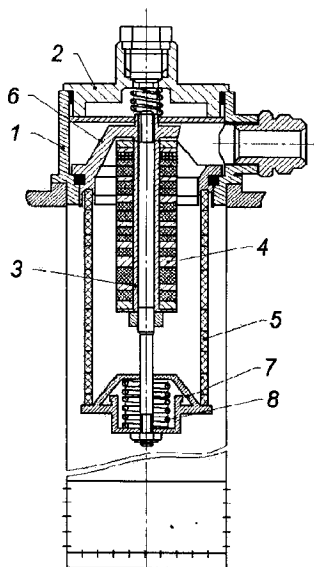


Рис 4.42. Схема паперового фільтра

Якщо останній занадто забруднений, в нижній частині фільтра підвищиться тиск, який діятиме на основу 7, фільтруючий елемент переміститься донизу, стисне пружину 8, вивільнить у корпусі прохід забрудненої робочої рідини у бак. Паперові фільтри широко застосовуються в гідроприводах будівельних та дорожніх машин.

4.8.1. СХЕМИ ВСТАНОВЛЕННЯ ФІЛЬТРІВ У ГІДРОПРИВОДІ

Схеми встановлення фільтрів залежать від тиску та витрати робочої рідини та якості фільтрування у гідроприводі. Фільтри можуть застосовуватися в різних місцях гідропривода. На рис. 4.43, а фільтр встановлений у всмоктувальному трубопроводі. Таке розміщення фільтра погіршує умови всмоктування насосом, при цьому перепад тиску не повинен перевищувати 0,02 МПа. Якщо тиск буде вищий, то може виникнути кавітація у всмоктувальному трубопроводі.

Установлення фільтра у зливному трубопроводі (рис. 4.43, б) дозволяє запобігти описаного недоліку. Застосування фільтрів у зливному трубопроводі виправдано для гідроприводів з доброю захищеністю від попадання забруднень зовні.

Фільтри, встановлені після насоса (напірні або лінійні фільтри), працюють під великим тиском робочої рідини (рисунок 4.43, в). Через це посилюється вимога до міцності корпусу фільтра. Найкращим варіантом розміщення фільтрів є комбінований (рисунок 4.43, г), що об'єднує два фільтри з грубою очисткою до 160 мкм на вході гідропривода і більш тонкою очисткою до 25 мкм на зливі.

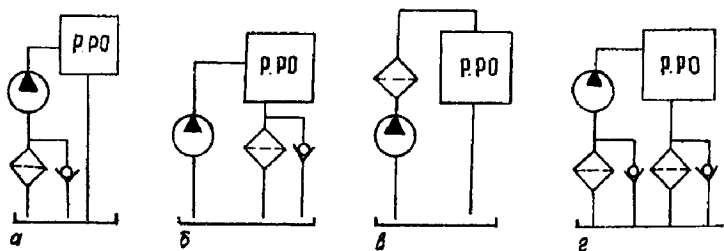


Рис. 4.43. Схеми встановлення фільтрів у приводі

Збільшення надійності схеми фільтрування робочої рідини залежить від конструктивних особливостей фільтра. Конструкція фільтра повинна дозволити легко змінювати фільтрувальний елемент, а в разі його великої забрудненості - автоматично переключатися на блокувальний пристрій.

При підборі типу фільтра рекомендується користуватися табл. 4.4.

Рекомендації до застосування фільтрів

Клас чистоти		Тип фільтру		Гідросистема
NAS	ISO	Матеріал	Розташування	
6	15/12	Неорганічний (скловолокно)	Лінійний	Дроселю вальні гідророзподільники
7	16/13			Дроселю вальні гідророзподільники, апарати керування
8	17/14		Зливні або лінійні	Апарати керування, пропорційні апарати, пропорційні апарати, насоси та апарати в цілому
9	18/15			
10	19/16	Органічний (папір)	Зливний, всмоктувальний	
11	20/17			Системи низького тиску
12	21/18			

4.9. ГІДРОБАК

Гідробаки призначені для забезпечення об'ємного гідропривода робочою рідиною. Вони завжди оснащені фільтрами. На рис. 4.44 показана конструкція гідрососуди, що призначена для роботи на будівельних та дорожніх машинах. Основними елементами гідрососуди є корпус 1, що зварений з двох штампованих щок 2, і має зливну горловину 3 з кришкою 4, сітчастий фільтр 5, магнітний уловлювач 6, дві фільтрувальні секції 7, запобіжний клапан 8. У верхній частині гідрососуди установлений

повітряний фільтр-клапан (сапун) 9, який складається з пневмоклапана і повітряного фільтра. В боковій нижній частині гідрососуди встановлений запірний елемент 10, зливна магнітна пробка 11, мірна лінійка 12. У гідрососуди вмонтовані насадки у вигляді конусів, що призначені для зменшення піноутворення рідини. Фільтрувальна секція складається з багатьох

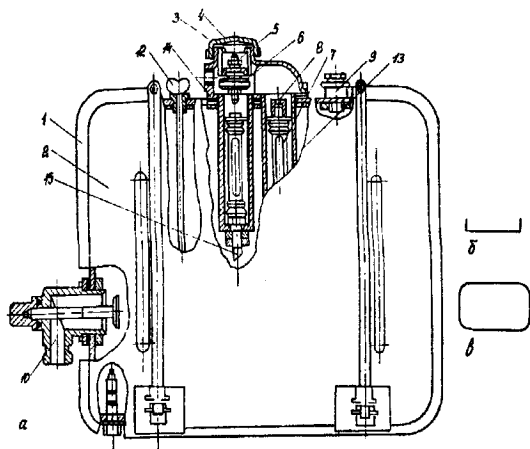


Рис. 4.44. Гідробак

фільтрувальних елементів 14, зібраних на трубі 15. Робоча рідина зливається в порожнину гідропосудини через отвір стакана 13, елемента 10 і вікна труби 15.

Гідропосудини застосовують у гідроприводах з розімкненою циркуляцією рідини. Залежно від типу машини ємність гідробака приймають в 1,5-3 рази більшою від подачі насоса. На рис. 4.44, б, в показане умовне графічне зображення гідропосудини.

Крім розглянутої гідропосудини в будівельних машинах застосовуються гідропосудини з надлишковим тиском, який утворюється за рахунок подачі інертного газу від окремого джерела. До недоліку такої гідропосудини можна віднести додаткову заправку гідропосудини інертним газом, який розчиняється в рідині.

4.10. РІДИННІ ПРУЖИНИ

Рідини, що застосовуються в гідроприводах, підпорядковуються з деяким наближенням закону стиснення Гука, що дозволяє використовувати їх для побудови потужних пружин і амортизаторів, створення котрих іншими засобами неможливо або сполучено з великою складністю. Рідинні пружини широко застосовуються як опори важких машин і установок, як буферні пристрої для гальмування великих мас на малих ділянках шляху, а також як пристрої для запобігання машин від ударних перевантажень. Ці пружини широко застосовуються як амортизатори шасі будівельних і транспортних машин. Максимальним числом ходів рідинної пружини є 300...400 подвійних ходів у хвилину. Проте при використанні їх в дослідницьких вібраційних установках у якості імпульсного приводу вони допускають при невеликих амплітудах вібрації до 100 імпульсів у секунду.

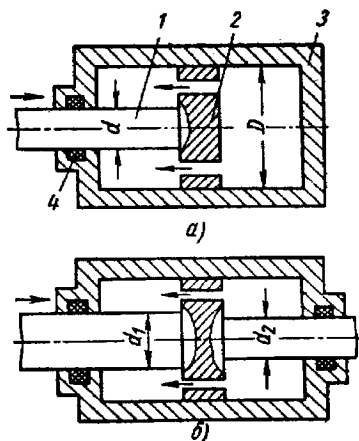


Рис. 4.45. Принципові схеми рідинної пружини

Завдяки тому, що рідини володіють відносно високим об'ємним модулем пружності, при їх стисненні можна одержати великі зусилля, що вимірюються при тисках порядку 250...300 МПа тисячами і більш кілоньютонів при відносно невеликих габаритах і вазі пристроїв.

Принципові схеми рідинних пружин наведені на рис. 4.45, а. Пружина складається з циліндра 3, ущільнювального вузла 4, штока 1 з поршнем 2. Циліндр 3 заповнюється рідиною під деяким

початковим тиском p_1 , величина якого визначає силу початкового стиснення пружини, що обчислюється (без урахування тертя) за виразом

$$P = p_1 f,$$

де $f = \frac{\pi d^2}{4}$ - площа перерізу штока 1 діаметром d .

При переміщенні штока 1 тиск рідини в циліндрі підвищиться, досягнувши до кінця ходу штока деякого значення p_2 , обумовленого ступенем стиснення рідини.

Для забезпечення жорсткості конструкції і можливості одержання одночасно з цим великих ходів стиснення застосовуються схеми з диференціальним штоком (рис. 4.45, б).

Робочою площею штока тут служить різниця площ перерізів лівого і правого штоків

$$f = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2)$$

Неважно бачити, що підбором величин діаметрів d_1 і d_2 можна одержати задану статичну характеристику і забезпечити необхідну жорсткість конструкції.

У рідинних пружинах, що використовуються як амортизатори, передбачається демпфірування деякої частини енергії стиснутої рідини, для чого пружину постачають демпфером у вигляді дроселя одnobічної або двобічної дії. Гальмування при зворотному ході здійснюється тим, що рідина, яка закрита в камері, протискується при випрямленні пружини через малі отвори в плаваючому перекривному клапані 1 (рис 4.46). Цей клапан при стисненні пружини переміщається під тиском рідини ліворуч і відчиняє прохідні отвори 2 у поршні 3, завдяки чому рідина буде протікати без опору, при розпрямленні ж пружини клапан під дією потоку стисненої рідини переміщається праворуч і перекриває прохідні отвори, у результаті чого витиснення рідини з лівої порожнини циліндра в праву буде відбуватися лише через дроселювальні отвори малого перетину в клапані 1, при протіканні через котрі деяка частина енергії зжатої рідини перетвориться в тепло.

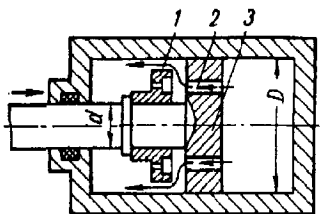


Рис. 4.46. Схема рідинної пружини з демпфером

Пружні властивості рідини використовуються для створення імпульсного гідропривода, що застосовується в машинах вібраційної й ударної дії (молоти, трамбівки й ін.), а також як джерела вібрацій у потужних дослідницьких установках. Принцип дії цього приводу (рис. 4.47) заснований на використанні енергії миттєвого розширення попередньо стисненої рідини.

Привод складається з рідинної пружини, що являє собою заповнений рідиною під деяким тиском p_1 циліндр 1 із вхідним у нього штоком 2, з'єднаним із поршнем 4 приводного силового циліндра 3. Поршень 4 з боку,

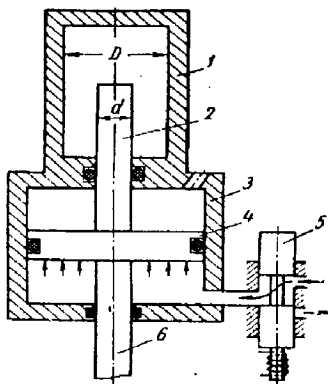


Рис. 4.47. Схема імпульсного гідроприводу

протилежному штоку 2, приєднаний до штока 6, до якого приєднується джерело зовнішнього навантаження. Живлення силового циліндра 3 рідиною здійснюється за допомогою розподільника 5 із швидкодіючим (наприклад, електромагнітним) керуванням, за допомогою якого робоча (нижня) порожнина циліндра послідовно з'єднується з джерелом живлення (насосом) і з баком. При подачі рідини в силовий циліндр шток 2 переміщується нагору, стискаючи рідину в циліндрі 1 (тиск стиску звичайно вибирається рівним 50...100 МПа. При перемиканні розподільника 5 у положення зливу

рідини з робочої порожнини циліндра 3 шток 2 переміщується з великою швидкістю (з ударом) під тиском стисненої рідини донизу.

Розподільник 5 розраховується на звільнення енергії рідини, стисненої в циліндрі 1 у можливо короткий час (0,005...0,010 с), завдяки чому є можливість одержати при невеликих габаритах привода велику миттєву потужність.

4.11. ГІДРОАКУМУЛЯТОРИ

Гідроаккумулятори застосовуються для накопичення енергії робочої рідини, яка зберігається під тиском. Гідроаккумулятори накопичують енергію, яка поступає від гідронасоса, шляхом деформування пружних елементів.

Гідроаккумулятори з накопиченням енергії поділяються на: вантажні гідроаккумулятори, пружинні, гідроаккумулятори з пружним корпусом, пневмоаккумулятори (рис. 4.48).

В гідроаккумуляторі сила ваги, пружина сила або сила стисненого газу визначають величину гідравлічного тиску, оскільки всі сили знаходяться в рівновазі.

Вантажне або пружинне навантаження застосовуються тільки для спеціальних випадків та застосовуються рідко. Гідроаккумулятори з газовим навантаження без роздільного елемента також використовуються рідко, оскільки газ розчиняється в рідині. У більшості гідроприводів застосовуються гідропневматичні (вантажуються стисненим газом) гідроаккумулятори з роздільником середовищ.

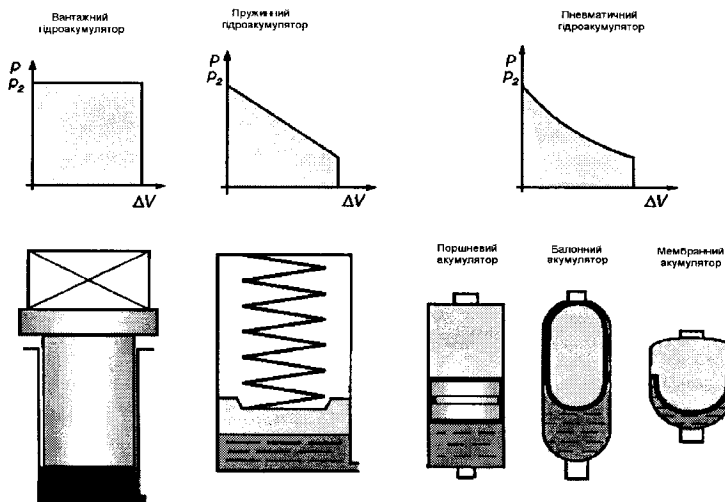


Рис. 4.48. Види гідроаккумуляторів

За конструктивним виконанням гідропневматичні гідроаккумулятори бувають балонні, поршневі та мембранні.

Гідропневматичні акумулятори повинні виконувати наступні задачі: накопичення енергії; накопичення запасів рідини; аварійне керування; компенсація сил; демпфування механічних імпульсів та пульсацій; демпфірування гідравлічних ударів; відтворення гальмівної енергії; підтримання фіксованої величини тиску; компенсація витрат.

На рис. 4.49 показано циклограму споживання потужності установки для лиття пластмас під тиском. З представленого графіка видно, що при великій швидкості вприскування в робочий інструмент максимальна потужність потрібна тільки на дуже короткий проміжок часу, проте для таких піків потрібна відповідна потужність насоса. За рахунок застосування гідропневматичних акумуляторів потужність насоса може бути істотно знижена. Для цього необхідно, щоб подача насоса за час циклу лише незначно перевищувала сумарне споживання робочої рідини. Таким чином, при незначних переміщеннях робоча рідина заповнює гідроаккумулятор, а в момент прискорених рухів різниця між споживаною витратою та подачею насоса заповнюватиметься за рахунок гідроаккумулятора.

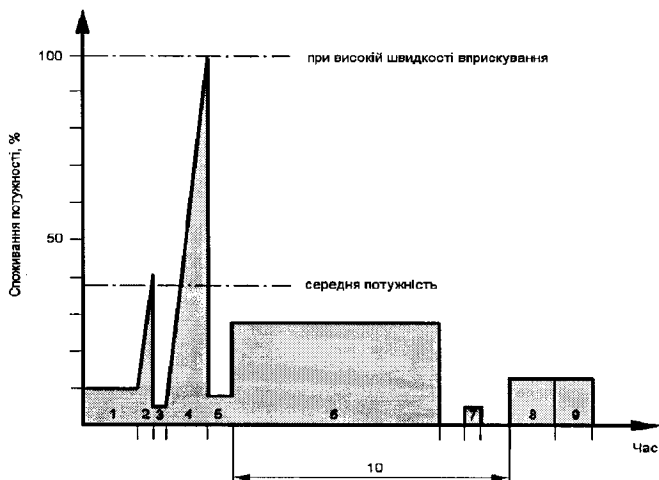


Рис. 4.49. Діаграма зміни потужності установки для лиття під тиском:

1 – закриття прес-форми; 2 – пік тиску закриття; 3 – підведення пристрою вприскування; 4 – вприскування; 5 – підпір; 6 – пластифікація; 7 – відведення пристрою вприскування; 8 – відкриття прес-форми; 9 – хід гідравлічного виштовхувача; 10 - час охолодження

На рис. 4.50 зображена схема пружинного гідроакумулятора, який складається з корпусу 1, поршня 2 і пружини 3. При збільшеному тиску робочої рідини у гідроприводі штовхач 2 деформує пружину 3 і піднімається вгору. При цьому тиск в гідроакумуляторі збільшується. При зменшенні тиску робочої рідини здійснюється віддача тиску з гідроакумулятора в гідропривод.

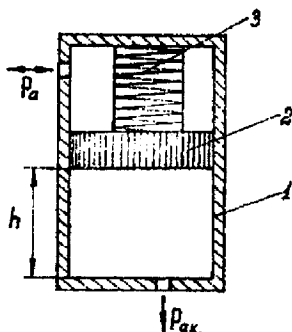


Рис. 4.50. Схема гідроакумулятора

Внутрішній об'єм гідроакумулятора

$$V = hS, \quad (4.29)$$

де h - вертикальне переміщення поршня; S - площа поршня.

Тиск в гідроакумуляторах

$$P = \frac{F_{3,n}}{S}, \quad (4.30)$$

де $F_{3,n}$ - сила пружини,

$$F_{3,n} = P_1 + ch, \quad (4.31)$$

де P - сила пружини при її деформуванні; c - жорсткість пружини.

Балонні акумулятори складається зі зварного або кованого корпусу 1, балона 2, як роздільного елемента з газовою камерою, зарядного вентиля 3 і донного клапана 4 (рис. 4.51).

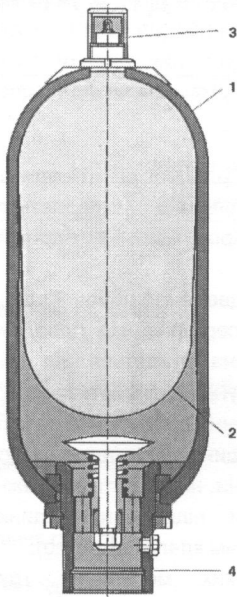


Рис. 4.51. Балонний акумулятор

Рідинна камера з'єднана з гідросистемою. При збільшенні тиску, газ в балоні стискується, і рідина надходить в акумулятор. При зниженні тиску, стиснений газ витісняє робочу рідина в гідросистему. Балонні акумулятори можуть встановлюватися як вертикально (переважно), так і горизонтально або навіть похило (для певних умов експлуатації). При похилому та вертикальному встановленні, рідинна камера повинна розташовуватися знизу.

При великій різниці між максимальним та мінімальним робочими тисками і значному необхідному об'єму газу в умовах обмеженої місткості акумулятора рекомендується підключати додаткові газові балона.

При виборі акумулятора необхідно приймати до уваги наступне:

- об'ємне розширення через коливання температури тури навколишнього

середовища;

- допустиме співвідношення тиску та об'єму $p_2/p_0 = V_0/V_2$.

Контрольні питання для самоперевірки

1. Які основні параметри гідроапаратів?
2. Навіщо застосовують запірно-регулюючі елементи у гідравлічній апаратурі.
3. Які за конструкцією бувають запірно-керуючі елементи?
4. Яке основне призначення мають гідророзподільники в об'ємному гідроприводі?
5. Як класифікують розподільники за числом позицій?
6. З яких основних елементів складаються золотникові розподільники?
7. Як зменшення сили тертя плунжера по гільзі золотникового розподільника?
8. Коли застосовують плоскі розподільники?
9. Яке основне призначення гідроклапанів тиску?
10. Якими бувають гідроклапани тиску?
11. Навіщо застосовують клапани непрямої дії?
12. Яку функцію виконують запобіжні клапани в гідросистемах?
13. Призначення редуційного клапану.

РОЗДІЛ 5 ДОПОМІЖНЕ ОБЛАДНАННЯ ГІДРОСИСТЕМ

5.1. ГІДРОПРОВОДИ

Гідропроводи призначені для переміщення робочої рідини при роботі гідропривода. В загальному випадку гідропровід складається із всмоктувальної, напірної і зливної ділянок. Крім того, в гідроприводі застосовують гідропроводи керування і дренажу.

Всмоктувальний гідропровід служить для підведення робочої рідини до насоса з бака чи від розподільника, або безпосередньо від гідродвигуна.

Частина гідропроводу, якою робоча рідина рухається від насоса, гідроаккумулятора або гідромагістралі до гідродвигунів, називається напірним.

Зливний гідропровід призначений для зливання робочої рідини в бак. У системах із замкнутою циркуляцією робочої рідини ця ділянка відсутня. Гідропровід, яким відводяться витоки робочої рідини, називають дренажним.

Гідропровід керування призначений для підведення рідини до гідроапаратів гідроприводу (запобіжним, переливним клапанам тощо).

Гідропроводи виготовляються з жорстких металевих труб з нерухомими чи рухомими з'єднаннями або з гнучких рукавів-шлангів. В першому випадку застосовуються сталеві безшовні холодноформовані і гарячеформовані труби. Гнучкі рукави з гуми застосовують з металевим або нитяним облплетенням. Використання мідних труб є небажаним, тому що вони спричиняють старіння рідини. Труби найчастіше з'єднують за допомогою спеціальних муфт з гумовими ущільнювачами, трійників тощо.

На гідравлічних схемах всмоктувальна, напірний і зливний гідропроводи показані товстими суцільними лініями; управління - суцільними тонкими; дренажні - штриховими лініями.

Конструктивно гідропроводи являють собою трубопроводи, гнучкі рукави, канали і з'єднання. Умовні графічні позначення гідропроводів і з'єднань у схемах виконуються за стандартами, що представлено в табл. 5.1. Під трубопроводом розуміють складальну одиницю, зібрану з металевих труб і з'єднань, наприклад, труб з розвальцьованими кінцями, ніпелями і накидними гайками, труби з фланцями тощо.





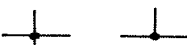
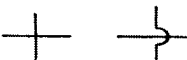

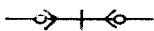
У гідроприводах застосовують сталеві безшовні холодноформовані труби, холодно- і теплоформовані труби із корозостійкої сталі, а також мідні труби при тиску до 10 МПа.

На заводах-виготовлювачах труби підлягають гідравлічним випробуванням. На зовнішніх і внутрішніх поверхнях труб не повинно бути вибоїн, вм'ятин і подряпин. Трубопроводи необхідно випробувати на міцність під тиском не меншим за $1,5p_{ном}$, і на герметичність під тиском, не меншим за $p_{ном}$. Трубопроводи, крім навантажень від дії тиску, вібрації і температури,

втримують додаткові навантаження внаслідок монтажних напружень, що виникають через виробничі відхилення від норм точності виготовлення труб, а також точності розташування місць їх установа. При розрахунках трубопроводів визначають умовні проходи й перевіряють міцність.

Таблиця 5.1

Позначення пристроїв передачі гідравлічної енергії

Пристрої підготовки і передачі енергії	
Гідравлічний трубопровід	
Управляюча гідролінія	
Дренажна гідролінія або трубопровід відведення витікань	
Гнучкий трубопровід	
З'єднання гідроліній	
Перетин гідроліній	
З'єднання гідролінії з атмосферою	
Швидкокороз'ємне з'єднання, що самозакривається, з вбудованими зворотними клапанами	

5.2. З'ЄДНУВАЛЬНА АРМАТУРА

У гідроприводах застосовують нарізні, фланцеві, швидкокознімні та інші види з'єднань трубопроводів. Нарізні з'єднання поділяють на з'єднання за зовнішнім та за внутрішнім конусом і з ущільнювальними гумовими кільцями.

Нарізні з'єднання трубопроводів за зовнішнім конусом (рис. 5.1, а) виконують за допомогою штуцера 1, ніпеля 3 і накидної гайки 2. Приєднувальна частина штуцера має зовнішній конус з кутом 74°. Кінець труби 4 повинен бути розвальцьованим також під кутом 74°. Ніпель і накидна гайка надягаються на трубу до розвальцьованих кінців. Міцність і герметизація з'єднання трубопроводів забезпечується під час монтажу накручуванням накидної гайки на штуцер і її затягуванням. При цьому відбувається силове стиснення завальцьованого кінця труби між конусом штуцера і ніпелем. Рекомендовані значення крутних моментів затягування накидних гайок наводяться в довідниках.

Нарізні з'єднання трубопроводів з гумовим ущільнювальним кільцем (рис. 5.1, б) складаються з штуцера 1, ніпеля 3 і накидної гайки 2. Ніпель має

кільцеву канавку, в яку встановлюють гумове ущільнювальне кільце 5. Накидна гайка надягається на трубу 4 до з'єднання з нею ніпеля. Під час монтажу з'єднання спочатку вставляють ніпель в розточку штуцера, а потім на штуцер накручують накидну гайку. При цьому відбувається силове підтиснення бортика ніпеля до торця штуцера.

Фланцеві з'єднання трубопроводів застосовують, як правило, для труб з діаметром понад 40 мм.

Гнучкі рукави застосовують у гідроприводах для з'єднання гідропрстроїв, елементи яких мають значні відносні переміщення. Використовують гумові рукави високого тиску з металевим обплетенням, фторопластові з металевим обплетенням, а також багатоканальні. Рукави повинні бути міцними, герметичними, мати високу надійність. Перед монтажем рукави необхідно промити за технологією заводу - виготовлювача. Радіус згинання рукавів повинен бути не меншим за $(12...18)d_в$ (де $d_в$ - внутрішній діаметр рукава). Рукави складаються з внутрішнього гумового шару, бавовняного обплетення, металевого обплетення і зовнішнього гумового шару.

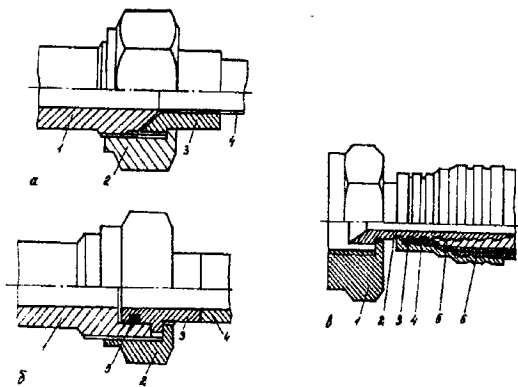


Рис. 5.1. З'єднання трубопроводів

сталевого дроту. Вони мають внутрішній діаметр 12, 14 та 16 мм і застосовуються при тиску до 21 МПа. Багатоканальні рукави високого тиску складаються з кількох рукавів з внутрішнім діаметром 4 мм, розташованих у захисній оболонці.

Ніпельне з'єднання рукавів (рис. 5.1, в) складається з накидної гайки 1, ніпеля 2 і обтискнутої муфти 3. Усі деталі арматури сталеві. Ніпель має профільну зовнішню поверхню. На кінці рукава на визначеній відстані зняті зовнішній 6 і внутрішній 5 гумові шари і оголене металеве обплетення 4. Для закладання рукава в арматуру підготовлений кінець рукава затискають між ніпелем і муфтою в спеціальному цанговому пристрої.

Рукави

नावивальной конструкції випускають з внутрішніми діаметрами 16, 20, 25 і 32 мм. Порівняно з рукавами оплетеної конструкції вони мають більшу довговічність і допускають підвищені тиски. Фторопластові рукави з металевим обплетенням являють собою фторопластову трубку з зовнішнім обплетенням із

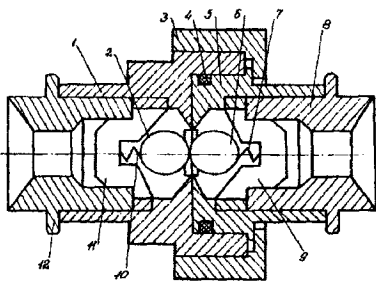


Рис 5.2. Швидкокорознімне з'єднання рукавів

Швидкокорознімне з'єднання рукавів (рис. 5.2) складається з двох гідророз'ємів: штиркового 5 і гніздового 1, в які вставлені кульки 2 і 6 та циліндричні пружини 7 і 10, що спираються на хрестовини 9 і 11. Кульки виконують функції затворів. Роз'єми мають приєднувальні штуцери 8 і 12. При з'єднанні парних гідророз'ємів під дією сили стикування кульки стискаються і взаємно відтискаються від сідел. Таким чином, утворюються робочі прохідні перерізи, необхідні для

проходження робочої рідини крізь з'єднання. Герметизація з'єднання при стисненні забезпечується ущільнювальним кільцем 4, а притиснення і фіксація роз'ємів - накидною гайкою 3.

При розстикуванні з'єднання спочатку відкручують накидну гайку, а потім роз'єднують роз'єми. При цьому кульки 2 і 6 під дією пружин притискуються до сідел і запобігають витіканню робочої рідини.

Крім нарізних швидкокорознімних з'єднань у гідроприводах застосовують цангові швидкокорознімні з'єднання.

5.3. УЩІЛЬНЕННЯ

Ущільнювальні пристрої призначені для забезпечення герметичності з'єднань елементів гідропривода з метою запобігання або зменшення витоків рідини крізь зазори в з'єднаннях, а також для захисту гідропривода від проникнення часток бруду, вологи й повітря із зовнішнього середовища. Ущільнювальний пристрій у загальному випадку складається з деталей з'єднань (наприклад, золотника і корпусу), ущільнювача і допоміжних деталей. Ущільнювачем називають деталь ущільнювального пристрою, що знаходиться у контакті із суміщеними деталями і яка запобігає перетіканню робочої рідини крізь зазори між цими деталями.

Ущільнювач, за допомогою якого контакт із суміщеними деталями відбувається внаслідок дії пружних сил, що виникають при його стисненні або вигині, називається пружним. Простір в ущільнювальному пристрої (суміщених деталях), призначений для установлення ущільнювача, називається місцем установлення. До допоміжних деталей ущільнювального пристрою відносять деталі, які забезпечують нормальну роботу ущільнювачів (захисні, натискні і опорні кільця тощо).

Для запобігання проникненню частинок бруду, вологи й повітря із зовнішнього середовища в робочі порожнини гідроприводів призначені грязезбірники й пилозбірники.

Ущільнювачі поділяють за видом відносного переміщення - на ущільнювачі нерухомих і рухомих з'єднань; за напрямком дії пружної деформації - на аксіальні (торцеві) й радіальні; за конструкцією - на ущільнювальні кільця, манжети і прокладки; за матеріалом - на неметалеві (наприклад, гумові) та металеві. Ущільнювачі рухомих з'єднань класифікують на ущільнювачі обертального, обертально-поступального і контактного з'єднання.

До показників призначення, що визначають галузь застосування ущільнювачів, відносять працездатність в середовищі робочої рідини, діапазон відносних переміщень (лінійна швидкість, частота обертання), допустимі сили тертя. При низьких температурах експлуатації ущільнювачів спостерігається усадка гуми і втрата її еластичності, при високих - старіння гуми й швидка втрата еластичності. Швидкість відносного переміщення в ущільнювальних пристроях визначає температуру в зоні контакту ущільнювача і тим самим впливає на фізико-механічні показники гуми. При збільшенні швидкості переміщення температура в зоні контакту ущільнювача із суміщеною деталлю збільшується.

До показників призначення ущільнювачів, що визначають герметичність з'єднання, відносять ступінь герметичності і контактне напруження. Вибір ступеня герметичності гідропристою зумовлюється його призначення у гідроприводі і функціями гідропривода. Контактне напруження в ущільнювальному пристрої зі збільшенням тиску робочої рідини збільшується, однак при цьому через наявність ущільнювачів у рухомих з'єднаннях виникає можливість витіснення ущільнювачів у зазор.

До показників призначення, що характеризують конструкцію ущільнювачів, належать допуски й розміри ущільнювача (прес-форми), відхилення від геометричної форми перерізу і взаємного розташування поверхонь ущільнювачів тощо.

До показників призначення, що характеризують суміщені деталі і точність складання, належать зовнішній вигляд поверхні деталей (вал, шток тощо), граничні відхилення розмірів, шорсткість поверхні.

Якість гумових пружин ущільнювачів залежить від фізико-механічних показників обраної гуми (відносне подовження при розриві, твердість, стирання, відносна залишкова деформація стиснення тощо).

Крім показників призначення, також важливі показники надійності (ресурс, строк служби, строк зберігання та ін.) і економічні показники (наприклад, вартість) ущільнювачів.

Для забезпечення герметичності гідроприскоїв застосовують ущільнюючі кільця. Ущільнювальне кільце - радіальний або осьовий (торцевий) ущільнювач у вигляді кільця, який застосовується у рухомих та нерухомих з'єднаннях, його герметизуючий ефект забезпечується стисненням.

У гідроприводах використовують гумові ущільнювальні кільця круглого, прямокутного, овального і П-подібного перерізів. В об'ємних гідроприводах поширені ущільнювальні кільця круглого перерізу, призначені для роботи при тиску до 50 МПа в нерухомих і до 32 МПа в рухомих з'єднаннях у середовищах нафтових рідин і водних емульсій. Швидкість відносного переміщення деталей ущільнювальних пристроїв - до 0,5 м/с. Матеріал ущільнювальних кілець - гумова мастилотійка суміш.

На рис. 5.3 показана схема монтажу радіальних ущільнювальних кілець круглого перерізу. Ущільнювальне кільце установлюють у кільцеву канавку певних розмірів. Глибину h канавки вибирають такою, щоб кільце було обтиснене за поперечним перерізом на необхідну величину. Обтиснення оцінюють за коефіцієнтом попереднього стиснення (у відсотках)

$$\varepsilon = \frac{(d-h)100}{d}, \text{ де } d -$$

діаметр перерізу кільця у вільному стані (його звичайно беруть 10...35%). Канавку виконують шириною B , приблизно на 20...25% більшою від діаметра d .

Параметри шорсткості поверхонь сполучених деталей вибирають відповідно до призначення з'єднання: для нерухомого - $R_a \leq 1,6$ мкм, для рухомого - $R_a \leq 0,2$ мкм.

На рис. 5.3, а показано ущільнювальне кільце, установлене в канавку сполученої деталі. При монтажі ущільнювального пристрою (рис. 5.3, б) ущільнювальне кільце підлягає стисненню, при якому виникає механічне контактне напруження.

При високому тиску p_0 рідини ущільнювальне кільце знаходиться в місці установлення в стані додаткового стиснення під дією контактного напруження і тиску рідини ($b_k + p_0$) (рисунк 5.3, в). При великому зазорі і деякому тиску $p > p_0$ воно може витискатися у зазор і руйнуватися. Для запобігання руйнувань установлюють захисні кільця з більш твердого матеріалу (рисунк 5.3, г). Захисні кільця установлюють у нерухомих з'єднаннях при тиску до 25 МПа, у рухомих - при $p > 10$ МПа.

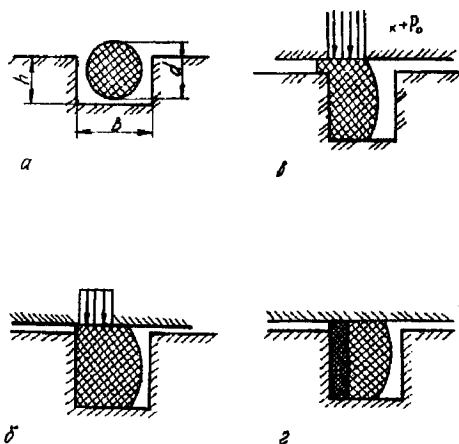


Рис. 5.3. Монтаж ущільнювальних кілець

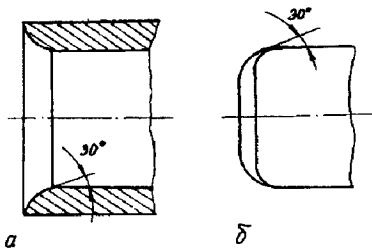


Рис. 5.4. Західні фаски

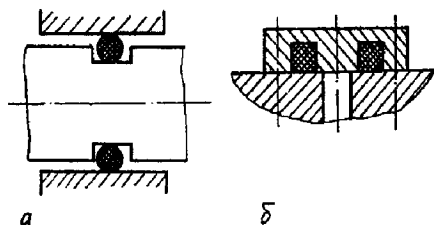


Рис. 5.5. Радіальні і торцеві ущільнення

встановлено дві сталеві тарілчасті пружини 3 з шайбою 4, а зовні - захисне сталеве кільце 1.

Шайба призначена для полегшення вибору пружин із заданим навантаженням в місці контакту і для обмеження деформації пружин. Захисне кільце 1 запобігає витісненню ущільнювача в зазор при розкриванні стику.

Крім ущільнюючих кілець, розповсюдженими також вважаються ущільнювальні манжети. Ущільнювальна манжета - радіальний ущільнювач у вигляді кільця з виступаючими робочими елементами. Внаслідок вигину і притиснення їх до сполученої поверхні забезпечується необхідний контакт з нею. Ущільнювальні манжети застосовують для герметизації обертальних і зворотно-поступальних з'єднань. На рис. 5.7. показано схему армованої ущільнювальної манжети, призначеної для герметизації валів гідромашин. Манжета складається з корпусу 4, каркасу 3, губки з робочою кромкою і пружини 2. Металевий каркас надає корпусу манжети необхідної форми і жорсткості. Натискна (браслетна) пружина 2 призначена для створення

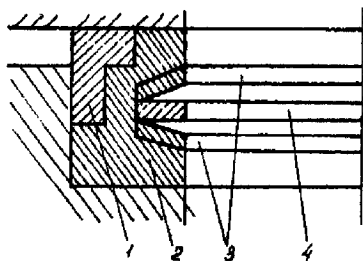


Рис. 5.6. Герметизація нерухомих з'єднань

Щоб запобігти зрізуванню кілець при складанні виробів, в конструкції деталей передбачають західні фаски під кутом 30° (рис. 5.4.). При цьому рекомендується змащувати поверхні, що труться, тонким шаром змащувального матеріалу.

Осьові (торцеві) ущільнення (рис. 5.5, б) порівняно з радіальними (рис. 5.5, а) мають істотний недолік, який полягає у розкриванні стиків з'єднань, внаслідок чого попереднє контактне напруження різко зменшується і герметизація порушується.

Для герметизації нерухомих з'єднань, що працюють при високих тисках, застосовують П-подібні ущільнювальні кільця (рис. 5.6). У середині кільця 2

радіальної сили на губці манжети і притиснення її робочої кромки до вала 1 гідромашин.

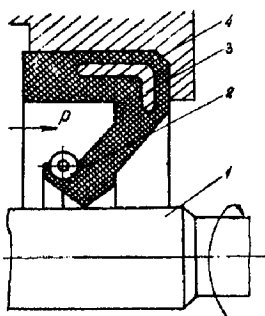


Рис. 5.7. Армована ущільнювальна манжета

В манжетах з натискною пружиною контактне напруження легко регулювати підбором зусилля пружин. При недостатньому контактному напруженні і великому радіальному битті вала збільшуються витoki робочої рідини. При підвищеному контактному напруженні розвиваються процеси тертя, зношення і старіння гуми внаслідок нагрівання.

Типові манжети призначені для роботи в гідроприводах при надлишковому тиску до 0,05 МПа, коловій швидкості робочої кромки манжети до 20 м/с і температурі рідини від -50 до $+90$ °С залежно від групи гуми.

Працездатність манжети залежить від шорсткості сполученої поверхні вала, яка повинна відповідати таким вимогам: твердість поверхні тертя за шкалою Супер-Роквелла не менше за $HRCe30$ (якщо матеріал вала не забезпечує потрібної твердості, рекомендується в зоні контакту вала з манжетою встановлювати перехідну втулку); параметр шорсткості поверхні вала не нижчий за $R_a = 0,2$ мкм з подальшим поліпшенням (недопустимі подряпини та інші дефекти); допуск радіального биття не більший за 0,15 мм.

Вимоги до розточки в корпусі гідромашин: припустиме відхилення діаметра отвору - $H 9$; параметр шорсткості поверхні не нижчий за $R_a = 1,6$ мкм; допуск співвісності отвору під манжету відносно осі обертання вала - не більший за 0,2 мм.

Ущільнювальні манжети для герметизації пар зворотно-поступального руху мають ряд переваг порівняно з

ущільнювальними кільцями: менша ширина робочої кромки зумовлює меншу силу тертя. На рис. 5.8, а показано комплект шевронних гумотканинних ущільнювачів для герметизації штоків і циліндрів гідропрстроїв, які працюють при тиску робочої рідини до 63 МПа зі швидкістю зворотно-поступального руху меншою за 3 м/с в середовищі нафтових рідин і водних емульсій при температурі від -50 до $+100$ °С. До складу комплекту ущільнювача входять шевронні манжети 2 і 3, натискне 1 і опорне 4 кільця. Кількість манжет залежить від діаметра штоку і тиску робочої рідини.

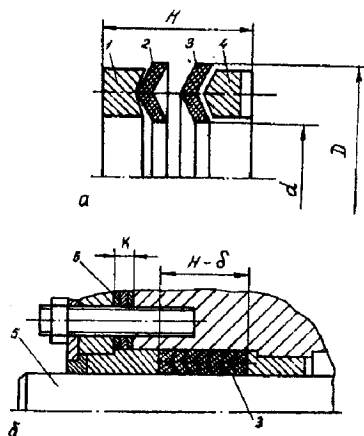


Рис. 5.8. Шевронні манжети

На рис. 5.8, б зображено схему установлення шевронних манжет 3 для герметизації штоку 5 гідроциліндра. Регулювання осьового стиснення манжет під час монтажу забезпечується обмежувальними шайбами 6. Шевронні манжети і кільця виготовляють з тканини, вулканізованої з двох боків гумовою сумішшю.

Осьовий розмір місця установлення слід виконувати за максимальним розміром H ущільнювача. Товщина K обмежувальних шайб і початкове притиснення δ ущільнення встановлюються залежно від ширини і кількості манжет.

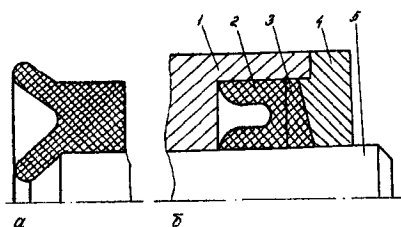


Рис. 5.9. Гумові манжети

На рис. 5.9, а показано конструкцію гумової манжети, призначеної для герметизації зазорів між циліндрами і поршнями (плунжерами, штоками) в гідроприсроях із зворотно-поступальним рухом вихідної ланки при швидкості відносного переміщення не більшою за 0,5 м/с, тиску рідини 0,1...50 МПа,

температурі від -60 до 200 °С. Гумові манжети виготовляють у прес-формах, параметр шорсткості формуючих поверхонь яких $R_a = 0,32$ мкм. На рисунку 5.9, б показано установлення манжети для герметизації штоку. Ущільнювальний пристрій складається з робочих поверхонь штоку 5, корпусу 1, ущільнювальної манжети 2, захисного кільця 3 з фторопласту і сталевої кришки 4.

Герметичність внутрішніх з'єднань типу клапан - сідло (в клапанах і клапанах-розподільниках), корпус - бокової кришки (в шестеренних і пластинчастих занурюваних насосах) забезпечується режимним механічним обробленням суміщених поверхонь і їх силовим контактом.

Зовнішні канали в корпусах гідроприсроїв герметизують за допомогою запресовування в них гладких циліндричних сталевих заглушок з подальшим чеканенням за діаметром заглушок. Високий ступінь герметичності забезпечують зварюванням і паянням нерж'ємних з'єднань.

Рухомі внутрішні з'єднання гідроприсроїв герметизують двома способами:

- зменшенням зазорів у рухомих з'єднаннях до мінімуму (3...5 мкм), наприклад, герметизація з'єднань таких пар, як золотник - корпус у розподільниках з циліндричним золотником, поршень - циліндр у поршневих насосах і гідромоторах та ін.;
- силовим контактом ретельно оброблених суміщених поверхонь, наприклад, герметизація з'єднань таких пар пластинчастих насосів, як "пластина - статорне кільце" (підтиснення пластин забезпечується тиском рідини, підведеної в пази ротора), блок циліндрів - розподільний диск в

аксіальнопоршневих насосах і гідромоторах з торцевим розподіленням (блок циліндрів підтиснюється до розподільчого диску силою стиснення пружини і тиском рідини).

На рис. 5.10 зображено конструктивну схему контактної-осьового (торцевого) ущільнювального пристрою для герметизації валів гідромашини,

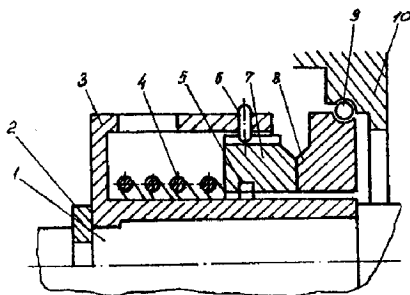


Рис. 5.10. Контактно-осьовий ущільнювач

який застосовується при високих тисках (до 20 МПа) робочої рідини. Основними елементами є втулка 3, упорне кільце 7, що обертається, і опорне кільце 8, що не обертається. Втулка 3 жорстко закріплена на валу 1 гідромашини, її осове переміщення обмежене кільцем 2. Упорне кільце 7, установлене у втулці 3, може переміщуватись уздовж осі

втулки. Герметизація з'єднання натискного кільця 7 з втулкою 3 забезпечується гумовим ущільнювальним кільцем 5. Поводок 6, що входить у паз втулки 3, призначений для передачі обертання від вала 1 до упорного кільця 7. Опорне кільце 8 установлене в корпусі 10 гідромашини і опирається на ущільнювальне кільце 9, забезпечуючи крім герметизації стику самоустановлювання опорного кільця 8 відносно кільця 7. Опорне кільце фіксується від обертання штифтом (на рисунку не показано). Упорне кільце виготовлене із зносостійкої сталі, а опорне кільце - з бронзи. Робочі торцеві поверхні кілець повинні мати параметр шорсткості поверхні $Ra = 0,1\text{мкм}$. Допуск площинності не більше за $0,5...1\text{ мкм}$. Принцип дії ущільнювального пристрою полягає в попередньому підтисненні упорного кільця 7 до опорного кільця 8, що забезпечується пружиною 4. Під час роботи гідромашини до сили стиснення пружини додається тиск робочої рідини, що знаходиться в корпусі 10 з боку пружин.

Контрольні питання для самоперевірки

1. Які ділянки трубопроводів є у кожному гідро- та пневмоприводі?
2. При якому тиску дозволяється використовувати мідні трубопроводи?
3. При якому тиску випробують на міцність трубопроводи?
4. Що таке ущільнювальна манжета?

РОЗДІЛ 6 ОБ'ЄМНИЙ ГІДРОПРИВОД

6.1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ, ВИЗНАЧЕННЯ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ

Об'ємним гідроприводом називається сукупність гідромашин і гідропристроїв, призначених для передачі механічної енергії та перетворення руху з допомогою рідини. Обов'язковим для об'ємного гідропривода є те, що рідина в системі знаходиться під високим тиском. Переміщення рідини під тиском в гідросистемі примушує працювати гідродвигуни. За привод насоса можуть правити електродвигуни, двигуни карбюраторні, дизелі тощо.

Класифікуються об'ємні гідроприводи за кількома ознаками.

1. За характером руху гідропривода: обертальний гідропривод; поступальний гідропривод; поворотний гідропривод.
2. За джерелом подачі робочої рідини: насосний гідропривод; акумуляторний гідропривод; магістральний гідропривод.
3. За характером циркуляції робочої рідини: з розімкненим ланцюгом; із замкненим ланцюгом.
4. За регулювальним пристроєм гідропривода: об'ємне регулювання; дросельне регулювання; дискретне регулювання; струменеве регулювання.

На рис. 6.1 зображена принципова схема гідропередачі, що складається з обертального гідродвигуна 1, лінійного гідроциліндра 2, гідромотора 3, гідророзподільників 4, 5 та 6, запобіжного клапана 7, гідронасоса 8 та гідробака 9. Гідронасос 8 нагнітає рідину з гідробака 9 до двигунів 2, 3 та 4 трубопроводами через розподільники 4, 5 та 6. З гідродвигунів рідина зливним трубопроводом потрапляє назад у гідробак 9.

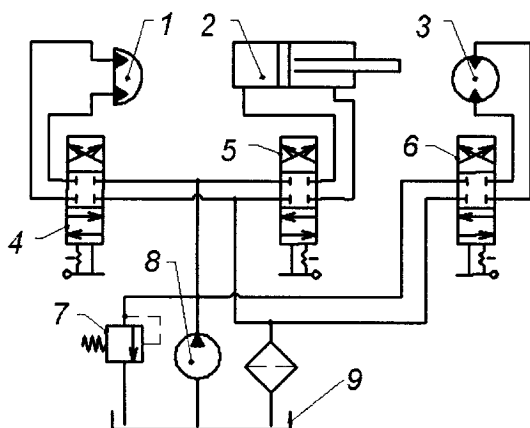


Рис. 6.1. Схема гідроприводу з обертальним, поступальним і поворотним рухом гідродвигуна

Запобіжний клапан 7 відрегульований на допустимий тиск й запобігає аварійних ситуації в гідроприводі. Напрямок руху гідродвигунів змінюється зміною позиції гідророзподільника. Схема, зображена на рис. 6.1, широко застосовується в будівельних машинах.

Гідропередачі поділяються за джерелом подачі робочої рідини (рис. 6.2). Залежно від технологічної схеми будівельної машини можуть бути застосовані схеми гідропередачі з оптимальним джерелом подачі рідини до гідродвигуна.

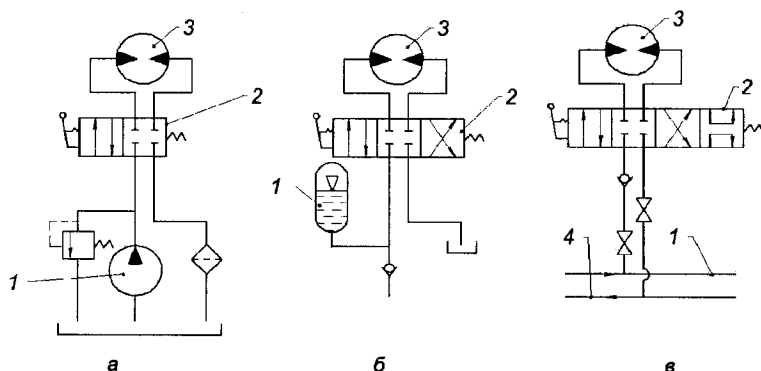


Рис. 6.2. Схеми гідропроводів з насосним (а), акумуляторним (б) і магістральним (в) джерелом енергії

У схемі на рис. 6.2, а застосований гідронасос 1, який бере рідину з бака.

У схемі на рис. 6.2, б застосований гідроакумулятор 1, в який спочатку рідина нагнітається насосом, а коли тиск в магістралі зменшиться, йде віддача рідини від гідроакумулятора гідросистемі.

У магістральних гідропроводах (рис. 6.2, в) робоча рідина надходить в гідродвигун через гідророзподільник від напірної магістралі 1, а відводиться зливною магістраллю 4. У магістраль рідина подається від окремої насосної станції, яка обслуговує декілька гідроприводів.

На рис. 6.2 а зображено гідросхема із двопозиційним гідророзподільником, який дозволяє здійснювати обертання вала гідромотора тільки в одному напрямку, на відміну від схем на рис. 6.2 б та в, де можна виконувати реверс. На рис. 6.2 в показано гідросхема з чотирипозиційним гідророзподільником, де крайня права позиція золотника створює замкнутий контур циркуляції робочої рідини в гідромоторі («плаваюча» позиція).

На рис. 6.1 зображено схему гідропривода з розімкненим ланцюгом. Розрив циркуляції робочої рідини здійснюється в гідробаку. У таких схемах напрям рідини може змінюватися за допомогою гідророзподільника (реверсування). Гідросхеми з розімкненим ланцюгом дістали широкого поширення в гідроприводах будівельних машин. В них добре охолоджується (з допомогою гідробака або кондиціонера) і фільтрується робоча рідина.

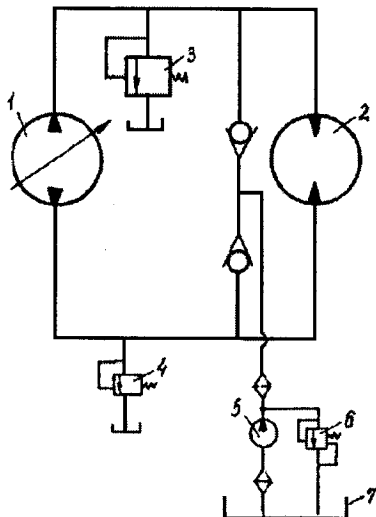


Рис. 6.3. Схема гідропривода із замкнутою циркуляцією рідини

Гідросхема із замкнутою циркуляцією робочої рідини зображена на рис. 6.3. Робоча рідина надходить на вхід гідронасоса 1 під тиском. Потім робоча рідина через насос подається на гідродвигун 2, і далі на вхід насоса. Таким чином, рідина циркулює по замкнутому колу. У цій схемі додатково встановлено два зворотних клапани 3 і 4, які увімкнені назустріч один одному, крім цього, підключена допоміжна система живлення, яка складається з допоміжного насоса 5, переливного клапана 6 і гідробака 7. Рідина під тиском від насоса 5 подається на з'єднання двох зворотних клапанів 3 і 4. Допоміжний насос 5 призначений для підтримання в основній гідросхемі постійного тиску для ліквідації кавітації.

Регулювання швидкості руху гідродвигуна в гідропередачах може виконуватись зміною параметрів насосу. Такий спосіб дістав назву *об'ємного машинного регулювання*. Зміна гідравлічного опору в трубопроводі і відведення частини рідини від гідронасоса в гідробак називається *дрельним регулюванням*. Зміна параметрів послідовності прямокутних імпульсів подачі (швидкодіючий пристрій формування імпульсів працює в режимі насичення за витратою), такий спосіб називається *дискретним регулюванням*. *Струминний спосіб* регулювання швидкості руху гідродвигуна здійснюється з допомогою гідропідсилювача.

Кожний із способів регулювання має свої переваги та недоліки. Вибір тієї чи іншої схеми залежить від багатьох факторів.

За способом регулювання руху вихідної ланки гідродвигуна гідропривод може бути з ручним або з автоматичним регулюванням. При будівельних роботах машиністу машини з гідроприводом доводиться достатньо часто (понад 50 разів за хвилину) вмикати й вимкати рукоятки машини.

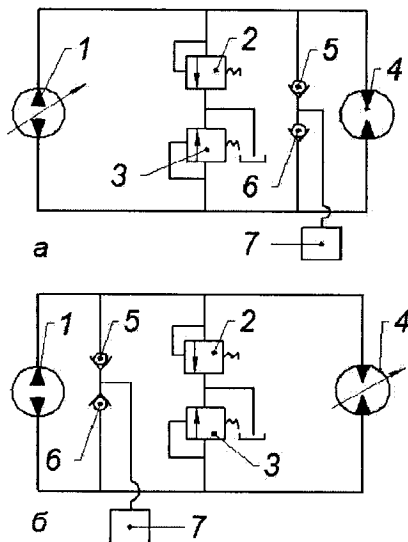
Удосконалення будівельних машин все більше залежить від удосконалення системи регулювання гідроприводом, з яким зв'язано можливість автоматизації цих машин. Комплекс пристроїв, з допомогою яких здійснюється автоматичне регулювання процесів, називається системою автоматичного регулювання, в яку входить регульований об'єкт і регулятор.

Ці системи можна поділити на три класи: система стабілізації; система програмного регулювання; слідкувальна система.

У таких будівельних машинах, як скрепери, автогрейдери, бульдозери з автоматичним регулюванням відвалу, положення ковша і та ін., широко застосовується автоматичне регулювання.

6.2. ОБ'ЄМНЕ МАШИННЕ РЕГУЛЮВАННЯ

При об'ємному регулюванні відбувається зміна робочого об'єму насоса або двигуна.



На рис. 6.4, а зображена принципова схема гідропривода з об'ємним регулюванням насоса. Схема складається з регульованого насоса 1, запобіжних 2, 3 і зворотних 5, 6 клапанів, підживлювальної насосної станції 7. У цій гідросхемі циркуляція рідини замкнена, насос і гідродвигун реверсивні, тому трубопроводи працюють як нагнітальні, так і всмоктувальні.

Зі збільшенням подачі рідини насосом 1 у трубопроводі швидкість обертання гідродвигуна 4 збільшується, а при зменшенні - знижується. Припустимо, що витік рідини дуже малий, тоді об'ємний ККД вважатимемо таким, що дорівнює одиниці.

Уся рідина, що йде від насоса 1, надходить в гідродвигун 4, а від нього до насоса 1.

З умови рівняння витрати насоса запишемо

$$Q_H = q_H n_H u_n = q_D n_D u_D, \quad (6.1)$$

звідси

$$n_D = \frac{q_H u_n n_H}{q_D u_D}, \quad (6.2)$$

де: q_H, q_D - подачі за один оберт відповідно насоса і гідродвигуна; n_H, n_D - частоти обертання вала насоса і гідродвигуна; u_n, u_D - регульовані параметри відповідно насоса і гідродвигуна.

Отже, в гідропередачі з регульованим насосом швидкість обертання гідродвигуна змінюється прямо пропорційно подачі робочої рідини.

Потужність, яку розвиває насос:

$$N_H = Q_H p; \quad N_D = Q_D p; \quad N_D = N_H, \quad (6.3)$$

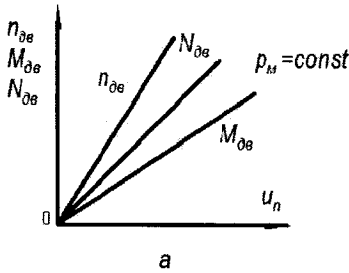
або

$$Q_{др} = Q_{нр} = N, \quad (6.4)$$

При зміні u_n насоса потужність на валі гідродвигуна 4 змінюватиметься прямо пропорційно зміні робочого об'єму гідронасоса.

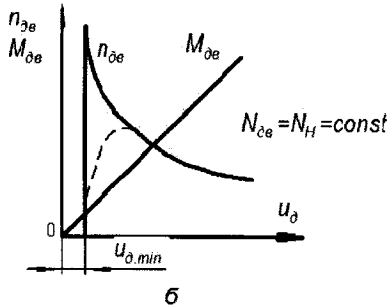
Момент на валу гідродвигуна 4.

$$M_{\delta} = \frac{P_{\delta} q_{\delta}}{2\pi} u_{\delta}. \quad (6.5)$$



На основі рівнянь (6.3)...(6.5) можна побудувати характеристику привода з регульованим гідронасосом (рис. 6.5, а), яка показує, що частота обертання гідродвигуна і потужність прямо пропорційні параметру регулювання гідронасоса.

Крутний момент на валу гідродвигуна не залежить від параметра u_n регулювання насоса. Недоліком такого способу регулювання є не стала характеристика потужності привода (рис. 6.5, а).



На рис. 6.5, б зображена принципова схема гідропривода з регульованим гідродвигуном при постійному робочому об'ємі насоса, яка дозволяє отримати постійну потужність і змінний крутний момент гідродвигуна. При цьому частота обертання гідродвигуна

Рис. 6.5. Характеристика привода при регулюванні насоса (а) і двигуна (б) обертання гідродвигуна

$$n_{\delta} = \frac{q_H n_H}{q_{\delta}} \frac{1}{u_{\delta}}; \quad (6.6)$$

потужність

$$N_{\delta} = N_H = q_H P n_H = const. \quad (6.7)$$

Вираз (6.6) показує, що при регульованому параметрі частота обертання гідродвигуна прямує до нескінченності $u \rightarrow 0$. На графіку (рис. 6.5, б) показана характеристика регульованого гідродвигуна, яка відповідає випадку регулювання при постійній потужності зміною робочого об'єму гідродвигуна. Наявність $u_{\delta, min}$ показує, що в гідродвигуні виникає внутрішній опір, який викликає гальмування в середині гідродвигуна, а звідси виникає нестійка робота з самогальмуванням гідродвигуна. Для запуску такого привода з місця, використовується додатково дросельний спосіб регулювання.

Гідропередача з регульованими насосом та гідромотором має найширший діапазон регулювання, який досягає значення 1000 : 1, причому подачу насоса можна регулювати в діапазоні 50 : 1, а робочий об'єм гідромотора – в діапазоні 20 : 1. Комбінований спосіб регулювання об'єднує переваги попередніх двох способів і дає можливість регулювати частоту обертання вихідного вала гідромотора, забезпечуючи режим постійного моменту або режим сталої потужності.

Коефіцієнт корисної дії гідродвигуна і насоса при об'ємному регулюванні

$$\eta_H = \frac{Q_H - \Delta Q}{Q_H} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_H}; \quad (6.8)$$

$$\eta_G = \frac{P_H - \Delta P}{P_H} = 1 - \frac{\Delta P}{P_H}, \quad (6.9)$$

де ΔQ і ΔP - сумарні витрати відповідно за тиском і подачею.

Із застосуванням в гідроприводі із замкнутою циркуляцією регулювання насоса і гідродвигуна збільшується діапазон регулювання гідропередачі. У будівельних машинах часто застосовується об'ємне регулювання гідропривода.

6.3. ДРОСЕЛЬНЕ РЕГУЛЮВАННЯ

За допомогою дросельного регулювання поступального і обертального гідроприводів можна регулювати швидкість переміщення поршня в гідроциліндрі або частоту обертання вала гідродвигуна.

Залежно від технологічних умов роботи машини дросель може бути установлений після гідронасоса, після гідродвигуна і паралельно гідросхемі.

Принципова схема дросельного регулювання зображена на рис. 6.6, а. Рідина з гідробака насосом нагнітається через дросель 2 у поршневу порожнину гідроциліндра 3. Надлишок рідини $Q_H - \Delta Q_{др}$ зливається в гідробак через переливний клапан 4, який підтримує відповідний тиск між гідронасосом і дроселем. Тиск після дроселя залежить від навантаження і визначається з умови рівноваги поршня циліндра:

$$P_H S_H = p_{ш.п} S_{ш.п} + F, \quad (6.10)$$

де S_H і $S_{ш.п}$ - корисна площа відповідно поршневої та штокової порожнини; p_H і $p_{ш.п}$ - тиск у цих порожнинах; F - сила, що прикладена до штоку.

Без урахування тиску у зливному трубопроводі перепад тиску на дроселі буде дорівнювати

$$\Delta P_{др} = P_H - \frac{F}{S_H}. \quad (6.11)$$

У цьому разі витрата рідини, що витікає через дросель:

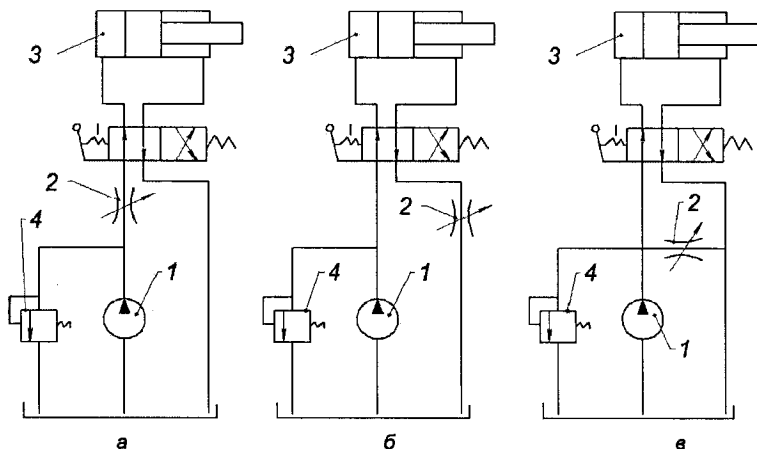


Рис. 6.6. Схеми встановлення дроселів при регулюванні

$$Q_{op} = \mu S_{op} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(P_H - \frac{F}{S_H} \right)}, \quad (6.12)$$

де μ - коефіцієнт витрати; S_{op} - корисна площа отвору дроселя (площа прохідного отвору дроселя); Δp_{op} - втрата тиску в дроселі.

Відомо, що швидкість поршня без урахування втрат

$$V = \frac{Q_{op}}{S_{II}},$$

або

$$V_{II} = \mu S_{op} \frac{S_{op}}{S_{II}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(P_H - \frac{F}{S_H} \right)}. \quad (6.13)$$

Швидкість переміщення поршня регулюється зміною площі прохідного отвору дроселя.

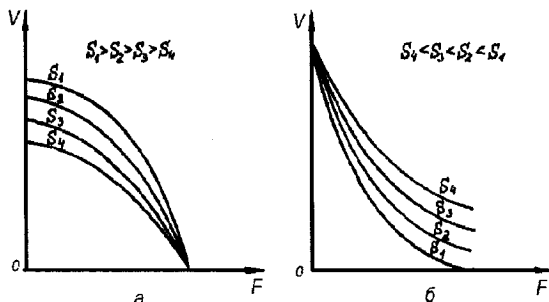


Рис. 6.7. Характеристики приводу при дросельному регулюванні

При збільшенні сили швидкість зменшується. На основі виразу (6.13), якщо $S = S_{op}/S$, навантажувальна характеристика гідро передачі матиме вид параболи (рис. 6.7, а).

З графіка видно, що установка дроселя на вході гідропередачі

не забезпечує постійне переміщення штока силового гідроциліндра. Ці передачі не достатньо жорсткі для праці в режимі знакозмінного навантаження. У цьому разі можливе відокремлення рідини від поршня і розрив суцільності потоку.

На відміну від розглянутого випадку регульований дросель можна встановити на виході гідропривода, тобто на зливному трубопроводі (рис. 6.6, б). За такої схеми установки дроселя забезпечується стійке положення поршня в циліндрі при знакозмінному навантаженні.

Швидкість поршня в циліндрі регулюється дроселем і змінюється пропорційно квадрату швидкості потоку. З умов рівноваги поршня його швидкість

$$V_{II} = \mu S_{op} \frac{S_{op}}{S_{II}} \sqrt{\frac{2}{\rho} S_{III} (P_H S_{II} - F)}. \quad (6.14)$$

За рис. 6.6 і виразом (6.14) швидкість переміщення поршня можна змінювати, змінюючи площу прохідного каналу дроселя. У розглянутій схемі теплота, що виділиться при проходженні всієї рідини через дросель, відводиться у гідробак. На рисунку 6.6, в показана третя можлива схема установки дроселя. Дросель у цій схемі розміщений паралельно гідросхемі, потік рідини ділиться на два, один з яких спрямовується трубопроводом на гідродвигун, а другий - через дросель. Потік рідини, що йде через гідродвигун

$$Q_d = Q_H - Q_{op}. \quad (6.15)$$

Регулювання швидкості руху поршня зі штоком в гідроциліндрі забезпечується зміною величини відкриття дроселя. Швидкість поршня в гідроциліндрі

$$V_{II} = Q_H - \frac{Q_{op}}{S_{II}}. \quad (6.16)$$

Витрата рідини через дросель

$$Q_{op} = \mu S_{op} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{op}}. \quad (6.17)$$

З використанням виразів (6.15)-(6.18) формула для визначення швидкості руху поршня набуває вигляду

$$V_{II} = \frac{Q_H}{S_{II}} - \mu \frac{S_{op}}{S_{II}} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{op}}. \quad (6.18)$$

За виразом (6.18) побудуємо зовнішню характеристику для схеми з паралельним увімкненням дроселя (рис. 6.7, б). Дросель, установлений паралельно гідросхемі, спричиняє малу жорсткість передачі, тому що від величини сили залежить витрата через дросель, а також подача насоса. При цьому потік рідини поділяється на два, один з них напрямлений на двигун і виконує корисну роботу, а другий – через дросель на злив у бак, тим самим покращується температурний режим робочої рідини.

При послідовному включенні дроселя на зливній магістралі гідросхема має більшу жорсткість, тому що вона працює з підпором у порожнині, з якої витікає рідина (рис. 6.6, а). Тому на практиці застосовують гідросхеми з дросельним регулюванням, включеним на виході гідропідциліндра.

6.4. ДИСКРЕТНЕ КЕРУВАННЯ

Щоб отримати постійну швидкість руху гідродвигуна в гідроприводі, необхідно забезпечити постійну витрату Q рідини (рис. 6.8). Площа, обмежена графіком витрати в часі, характеризує необхідний об'єм рідини, який приводить до заданого переміщення. Якщо цей об'єм поділити на порції, які будуть надходити рівномірно через період T за час Δt , то заданий об'єм рідини рухатиметься трубопроводом в порціях. Порції рідини, що надходять в гідродвигун, будуть живити його. Спосіб регулювання швидкості гідродвигуна, який полягає в зміні величини порцій або в зміні частоти їх надходження, називається імпульсним.

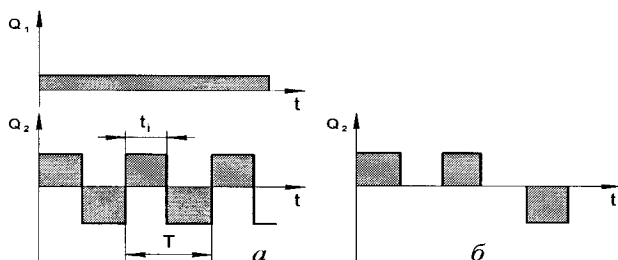


Рис. 6.8. Типові режими широтно-імпульсної модуляції (ШІМ):
а – ШІМ з різнополярними імпульсами; б – ШІМ з однополярними імпульсами

Для зміни середньої швидкості гідродвигуна при імпульсному регулюванні необхідно змінювати один з трьох параметрів витрати: амплітуду, ширину або частоту. Залежно від обраного параметра регулювання, способи називаються амплітудно-імпульсний (рис. 6.9, б), широтно-імпульсний (рис. 6.9, в) або частотно-імпульсний (рис. 6.9, з).

Імпульсний спосіб регулювання швидкості гідродвигунів має дві позитивні особливості: перша - простота розробки пристроїв, які працюють за типом увімкнути-вимкнути і друга - легке дискретне регулювання порівняно з дросельним та об'ємним.

При дискретному регулюванні повинна виконуватися одна умова – висока швидкість дії розподільника. Переміщення золотникових розподільників відбувається з допомогою електромагнітних перемикачів. Регулювання перемикачами здійснюється за допомогою електроніки.

За параметром, що визначає імпульсний режим роботи приводу, приводи з широтно-імпульсним бувають з керуванням за положенням, швидкістю та за прискоренням вихідної ланки.

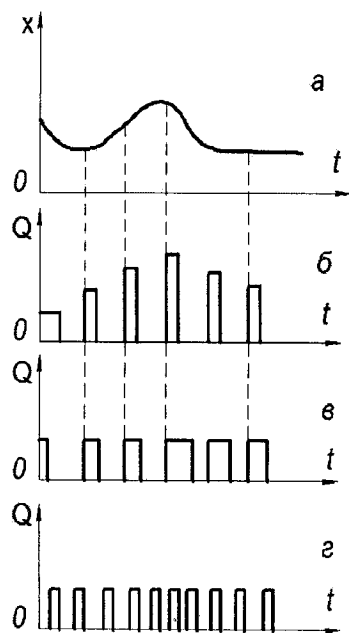


Рис. 6.9. Різні типи регулювання імпульсного гідроприводу

У електрогідралічних приводах з широтно-імпульсним керуванням за положенням вихідної ланки частота перемикання імпульсів, швидкість і максимальне переміщення вихідної ланки вибираються таким чином, щоб остання встигала переміщатися між крайніми положеннями при зміні скважності імпульсів у необхідному діапазоні. Отже, у такому приводі дискретний режим роботи поширюється на всі елементи, тобто траєкторії руху заслінки, золотника і вихідного штока мають дискретний, імпульсний характер. Такий привод може бути використаний лише в тих випадках, коли об'єкт регулювання або керування, внаслідок своєї інерційності і демпфіруючих властивостей, буде реагувати на середнє значення відхилення вихідної ланки приводу за період T .

Найбільш доцільно, щоб привід з широтно-імпульсним керуванням за положенням вихідної ланки працював з однополярними імпульсами, оскільки у цьому випадку значно зменшуються споживана потужність приводу і необхідна швидкість переміщення його вихідної ланки.

У електрогідралічних приводах з широтно-імпульсним керуванням за швидкістю вихідної ланки дискретний режим роботи поширюється тільки до елемента, регулюючого швидкість вихідної ланки, тобто до розподільного золотника. Для роботи з різнополярними імпульсами застосовують вільноплаваючий розподільний золотник, без центрувальних пружин під торцями. Умова нормальної роботи приводу з широтно-імпульсним керуванням за швидкістю вихідної ланки полягає в тому, що золотник повинен встигати переміщатися між крайніми положеннями за половину періоду перемикання імпульсів.

Недоліком приводу з широтно-імпульсним керуванням за швидкістю вихідної ланки, працюючого з різнополярними імпульсами, є коливання штока з частотою перемикання імпульсів, а також підвищена величина витоків робочої рідини за відсутності сигналу неузгодженості внаслідок переміщень золотника між упорами.

У приводі з широтно-імпульсним керуванням за швидкістю вихідної ланки, що працює з однополярними імпульсами, необхідно забезпечити центрування золотника при нульовому сигналі неузгодженості. Для цього в

приводу використовують спеціальні центрувальні пружини. Наявність під торцями золотника центрувальних пружин, що мають малу жорсткість і певну величину початкового стиснення, обумовлює можливість отримання імпульсного руху золотника майже миттєво, навіть у тому випадку, коли імпульси мають дуже спотворену форму.

У порівнянні з приводом з широтно-імпульсним керуванням за швидкістю вихідної ланки, що працює з різнополярними імпульсами, у приводі з однополярними імпульсами при нульовому сигналі неузгодженості витоки робочої рідини будуть значно меншими, а коливання штока – відсутні, що виключає вплив ударних перевантажень на об'єкт регулювання.

У електрогідравлічних приводах з широтно-імпульсним керуванням за прискоренням вихідної ланки дискретний режим роботи поширюється до елемента, регулюючого прискорення вихідної ланки. Відмінність приводу з широтно-імпульсним керуванням за прискоренням вихідної ланки від приводу з широтно-імпульсним керуванням за швидкістю вихідної ланки полягає в тому, що частота перемикання імпульсів, вибираються таким чином, щоб за відсутності сигналу неузгодженості золотник коливався навколо нейтрального положення, не досягаючи упорів. У цьому випадку при зміні скважності керуючих імпульсів змінюється вже не середнє відкриття золотника, а середня швидкість його руху, тобто на золотнику відбувається інтегрування. Таким чином, структурна схема приводу з широтно-імпульсним керуванням за прискоренням вихідної ланки буде мати послідовне з'єднання двох інтегруючих ланок. Щоб такий слідувальний привід був стійким, в ланцюг зворотного зв'язку за положенням вихідної ланки необхідно ввести зворотний зв'язок за швидкістю вихідного штока.

6.5. ТИПОВІ ГІДРОСИСТЕМИ МАШИН

Складні гідросистеми будівельних машин комплектуються з простих типових гідравлічних систем, кожна з яких призначена для розв'язання однієї з функціональних задач, що виконуються гідроприводом: забезпечення заданої послідовності або синхронності роботи гідродвигунів, забезпечення заданих видів руху виконавчих органів в машині та ін. За способом регулювання гідросистеми можна поділити на гідросистеми з ручним і автоматичним регулюванням.

6.5.1. ГІДРОСИСТЕМИ З РУЧНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ

Гідросистеми з силовим циліндром односторонньої дії з ручним регулюванням широко застосовуються в бурових, навантажувальних, прохідницьких та інших машинах. В положенні розподільника 1 (рис. 6.10, а) рідина від насоса 2 надходить до гідроциліндра 3, а зливна лінія, яка з'єднує насос з баком, перекрита. При зміні позиції розподільника лінія насоса

перекривається, а лінія циліндра з'єднується з баком, що забезпечує опускання поршня циліндра під дією навантаження. Швидкість опускання регулюється розподільником.

Застосування в гідросистемі трипозиційного розподільника (рис. 6.10, б) забезпечує двосторонню роботу гідроциліндра, а в середньому положенні розподільника - замкнення циліндра для утримання його поршня в заданому положенні. При цьому насос працює на злив.

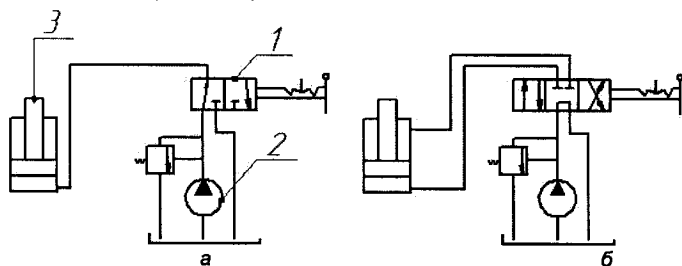


Рис. 6.10. Схема гідросистеми з ручним регулюванням

Гідросистема з підсиленням базується на принципі гідравлічного регулювання основним золотником 1, яке здійснюється невеликим допоміжним золотником 2 від основного потоку насоса (рис. 6.11). Це полегшує процес регулювання гідроциліндром 3, дозволяє виконати органи управління компактними і розташувати їх у зручному місці. В нейтральному положенні золотника 1 усі його канали з'єднані з баком.

При цьому насос розвантажений, а циліндр може переміщуватись в обидва боки. Золотник (рис. 6.11) дозволяє з'єднати гідроциліндр зі зливною магістраллю.

Типову гідросистему з фіксованим ручним регулюванням наведено на рис. 6.12.

Від насоса 1 рідина надходить у гідроциліндри 2, напрямку руху яких залежить від положення розподільника 3 (рис. 6.12, а). Циліндри утримуються в заданому

положенні гідрозамками 4, зворотні клапани яких замикають порожнини циліндрів (рис. 6.12, б).

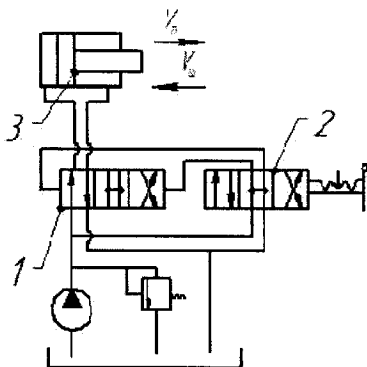


Рис. 6.11. Схема гідросистеми з підсиленням

положенні гідрозамками 4, зворотні клапани яких замикають порожнини циліндрів (рис. 6.12, б).

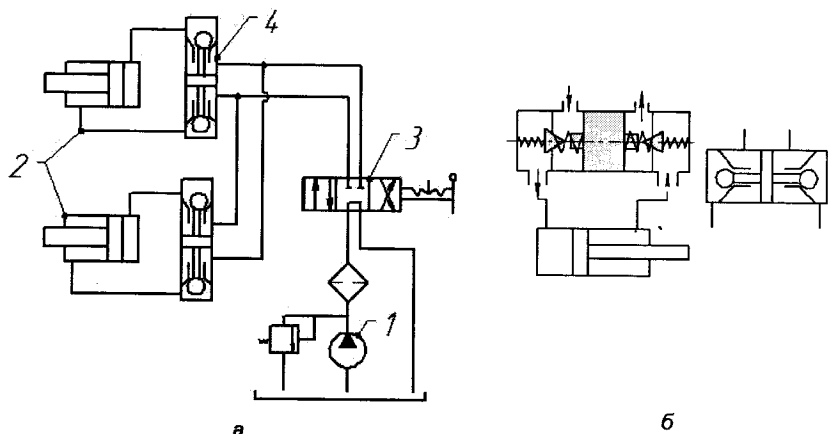


Рис. 6.12. Схема гідросистеми з фіксованим положенням гідродвигуна (а) та ввімкнення гідрозамка подвійної дії

Наведена гідросистема може мати різні варіанти виконання: застосування гідромоторів замість гідроциліндрів, кожний з гідродвигунів може мати індивідуальний розподільник, кількість розподільників може бути необмеженою, швидкості гідродвигунів можуть регулюватися, рух гідродвигунів може бути синхронізований.

Гідросистему з реверсивним гідромотором показано на рис. 6.13. Гідромотор 1 живиться від насоса 2 і керується реверсивним чотириходовим трипозиційним розподільником 3. Система має підпірний клапан 4, що діє при роботі гідромотора в обох напрямках двох зворотних клапанів 5 і 6.

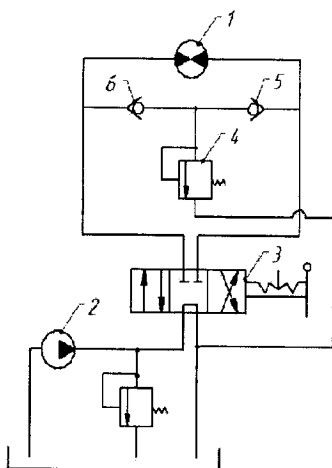


Рис. 6.13. Схема гідросистеми з реверсуванням гідродвигуна

6.5.2. СИСТЕМИ З АВТОНОМНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ

Гідросистеми з неперервним прямолінійним або поворотним рухом гідродвигуна застосовуються в механізмах різних будівельних машин для зворотно-поступального або зворотно-поворотного руху виконавчих механізмів. Принципову схему такої гідросистеми з одним насосом 1 і силовим циліндром 2 наведено на рис. 6.14.

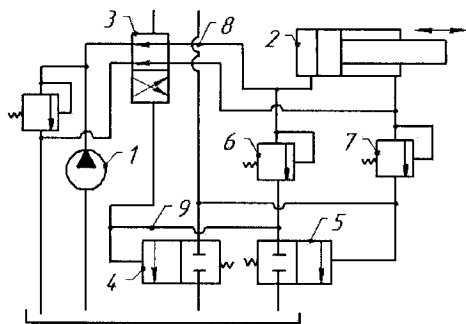


Рис. 6.14. Схема гідросистеми з автономним регулюванням

Регулювання гідроциліндром здійснюється автоматично двопозиційним розподільником 3 з гідравлічним регулюванням від клапанів 4 і 5, що живляться через запобіжні клапани 6 і 7. У положенні, показаному на схемі, циліндр переміщується праворуч. У кінці ходу циліндра внаслідок підвищення тиску в напірній магістралі 8 клапан 6

перепускає рідину в лінію 9 регулювання розподільника 3 і клапаном 4. Через зміщення клапана 4 зміниться позиція розподільника 3, за допомогою якого відбувається реверсування гідроциліндра 2. В кінці ходу гідроциліндра за допомогою клапанів 7, 5 і розподільника 3 система повернеться у початковий стан і цикл повторюється.

Аналогічна робота гідросистеми може бути забезпечена також кінцевими вимикачами і розподільником з електричним регулюванням, з моментним гідроциліндром.

Гідросистеми з механічним регулюванням широко застосовуються в гідроприводі будівельних машин із золотниковими розподільниками. Принципову схему регулювання силовим гідроциліндром за допомогою механічних пристроїв показано на рисунку 6.15. Рідина від насоса 1 через реверсивний двопозиційний золотник 2 з гідравлічним регулюванням надходить до силового циліндра 3. Напрямок руху поршня гідроциліндра залежить від положення золотника 2, що керується від золотника-пілота 4, а останній - упорами 5, укріпленими на штоці поршня. Золотник 4

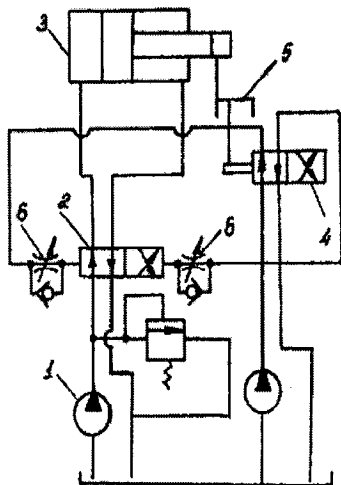


Рис. 6.15. Схема гідросистеми з механічним регулюванням

працює від допоміжного насоса (на рисунку не показано). Хід циліндра можна змінити, регулюючи відстань між упорами 5. Швидкість переміщення циліндрів регулюються дроселями 6 розподільника.

Гідросистеми з електромагнітним регулюванням застосовуються у деяких схемах автоматизованого гідропривода. В цьому випадку використовуються золотники з електромагнітним регулюванням у комбінації з гідравлічним реле тиску або реле часу (рис. 6.16, а), або кінцеві вимикачі (рис. 6.16, б).

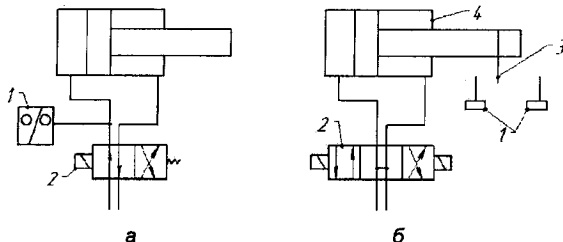


Рис. 6.16. Схеми гідросистем з електромагнітним регулюванням

зміни позиції золотника за допомогою пружини. Вимикачі 1 (рис. 6.16, б) встановлюються послідовно в електричному ланцюгу регулювання розподільником 2 і приводять в дію упором 3, установлюваним на штоці циліндра 4. При замиканні або розмиканні вимикачів змінюються позиції в розподільнику і напрямком переміщення поршня циліндра.

Гідросистеми з двома насосами, які працюють спарено, застосовуються там, де потрібно прискорення холостих ходів гідродвигуна. Один насос малої подачі регульований, працює на високому тиску, що відповідає робочому ходу двигуна, а другий - великої подачі, - нерегульований, працює на низькому тиску і служить для забезпечення холостого ходу двигуна (рис.

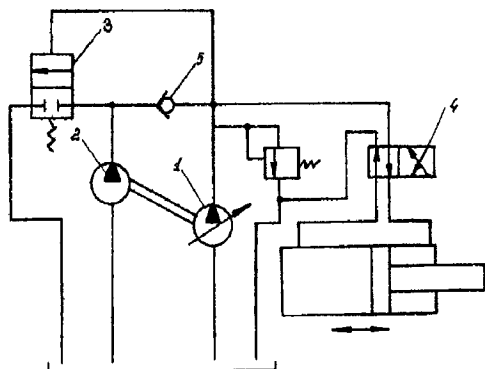


Рис. 6.17. Схема гідросистеми з двома насосами

При підвищенні тиску в гідросистемі більше установлені величини реле 1 (рис. 6.16, а) розмикає контакт у ланцюгу живлення електромагніта 2 золотника, що призводить до

6.17).

При холостому ході поршня тиск в системі низький, тому клапан 5 відкритий. Подача обох насосів підсумовується, забезпечуючи прискорене переміщення поршня. Після закінчення холостого ходу циліндра тиск в його штоковій порожнині підвищується, що приведе до спрацювання клапана 3 і пере-

микання насоса 2 на бак, а насос 1 високого тиску клапаном 5 роз'єднується з клапаном 3 і продовжує живлення гідросистеми. При перемиканні золотника 4 відбувається повільний рух циліндра з великою силою при робочому ході.

6.5.3. ГІДРОСИСТЕМИ З ПОСЛІДОВНОЮ І СИНХРОННОЮ РОБОТОЮ ГІДРОДВИГУНІВ

Гідросистеми з послідовною роботою гідродвигунів застосовуються в навантажувальних машинах, прохідницьких комбайнах, екскаваторах, скреперах та інших будівельних і гірничих машин у механізмах прямолінійного руху. Послідовність дії забезпечується узгоджувальними клапанами послідовності, що спрацьовують за сигналами тиску або механічно.

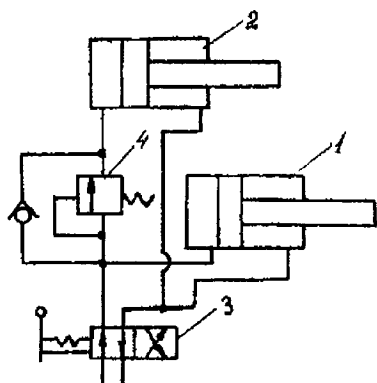


Рис 6.18. Схема послідовної дії двох гідроциліндрів

клапанами, наведено на рисунку 6.19.

Гідросистеми синхронної роботи гідродвигунів застосовуються в багатьох будівельних та гірничих машинах, наприклад, при переміщенні робочого органу землерийної машини (відвал бульдозера, рама ланцюгового екскаватора та ін.), бурової машини тощо. Способи синхронізації різноманітні.

Принципову схему послідовної дії двох гідроциліндрів в одному напрямку з узгоджувальними клапанами зображено на рис. 6.18. Рідина подається в циліндр 1 безпосередньо від розподільника 3, а в циліндр 2 - через узгоджувальний клапан 4, що відкривається тільки після закінчення ходу першого циліндра внаслідок підвищення тиску. Задана послідовність роботи циліндрів може забезпечуватись також на їх зворотному ході, при установленні другої лінії узгоджувального клапана.

Схему послідовного вмикання гідроциліндрів, керованих зворотними

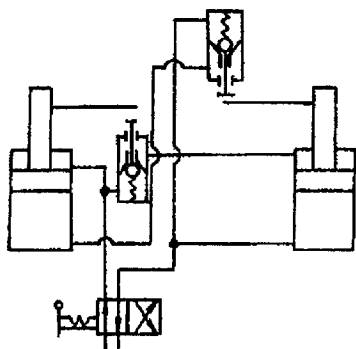


Рис. 6.19. Схема роботи двох циліндрів з керованими клапанами

Основними з них є механічний – за допомогою жорсткого зв'язку вихідних елементів гідродвигунів; гідравлічний – за допомогою спеціальної схеми з'єднання і регуляторів витрати.

Перший спосіб застосовується при синхронізації двох і більше гідроциліндрів. Його головні переваги – точність і простота, основні недоліки – можливість застосування тільки при близькому взаємному розміщенні гідродвигунів і громіздкість. Синхронізуючими елементами в цьому випадку є важіль, рейки, зубчасті колеса.

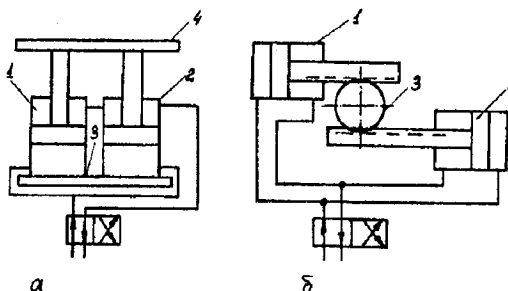


Рис. 6.20. Схема жорсткого зв'язку штоків циліндрів

штоки - з балкою 4, яка, з'єднана з механізмом машини. Жорсткість балки і її зв'язок зі штоками визначають синхронність руху циліндрів. Подібна схема синхронізації застосовується в прохідницьких і бурових машинах.

Інший приклад синхронізації швидкостей зустрічного руху двох силових циліндрів 1 і 2 за допомогою зубчато-рейково-го зачеплення наведено на рис. 6.20, б. При узгодженому русі циліндрів шестерня 3 буде повертатися без навантаження. При непогодженості швидкостей, наприклад внаслідок зміни навантаження на одному з циліндрів, відбудеться перерозподіл навантаження між циліндрами через шестерню 3. Таким чином зубчато-рейковий механізм є механічним компенсатором різниці в навантаженнях циліндрів.

Для синхронізації руху двох циліндрів, що рухаються в одному напрямку, при використанні розглянутого механізму необхідно застосовувати додаткову (паразитну) шестерню.

Синхронізація руху двох і більше циліндрів може здійснюватися їх послідовним з'єднанням.

На рис 6.21 наведено схему подібного з'єднання двох гідроциліндрів, які з'єднанні так, що рідина витікає з одного з них і надходить до протилежної порожнини іншого циліндра. Рух обох поршнів буде відбуватися з однаковою швидкістю при умові $D_1^2 - d^2 = D_2^2$. Обидва поршні будуть розвивати однакові зусилля при умовах: $D_1^2 = 2D_2^2$ та $d = D_2$. Для забезпечення цих умов поршень першого циліндра повинен мати площу в 2 рази більшу, ніж

На рисунку 6.20, а зображено принципову схему гідропривода, який забезпечує синхронність руху двох гідроциліндрів за допомогою механічного зв'язку і циліндрів. Циліндри 1 та 2 зв'язані жорстко з балкою 3, а

поршень другого циліндра, площа якого повинна дорівнювати площі поперечного перерізу штока першого циліндра. Розглянута схема синхронізації застосовується на прохідницькому комбайні.

Якщо в цій схемі застосувати гідроциліндри з двома штоками і однаковими площами робочих циліндрів, то

$$V_1 = \frac{Q_H}{S_1} = V_2.$$

При цьому необхідний тиск насоса визначатиметься сумарним навантаженням обох циліндрів:

$$P_H = \frac{F_1 + F_2}{S_1}.$$

Синхронна робота двох циліндрів або гідромоторів може також забезпечуватись за допомогою подільника потоку (рис. 6.22).

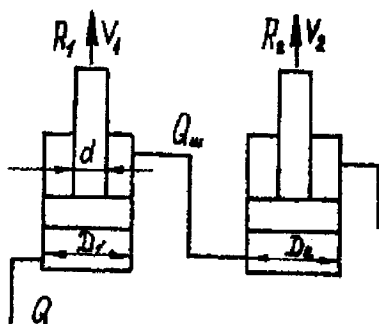


Рис. 6.21. Схема синхронізації руху циліндрів

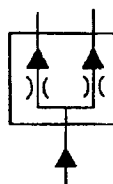
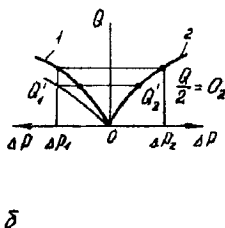
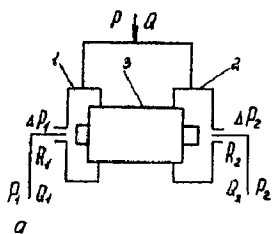


Рис. 6.22. Схема подільника потоку

Подільники потоку призначені для поділу потоку робочої рідини на декілька потоків, що необхідно для синхронізації рухів окремих виконавчих двигунів машин. Вони працюють за принципом дроселювання рідин. Розподільник складається з двох гідравлічних опорів 1 і 2 і плаваючого золотника 3. Потік, проходячи через опори, ділиться на два з подачами Q_1 і Q_2 . Подачі рідини будуть рівні при рівних навантаженнях на виконавчих механізмах p_1 і p_2 , при цьому золотник знаходиться в середньому положенні. Порушення рівності навантаження приведе до зсуву золотника у бік менше навантаженої лінії і відновленню рівностей витрат. Точність роботи дільника 3...5%. Якщо p_1 перевищує p_2 , золотник переміститься праворуч і опір R_1 , утворений кільцевою щільною золотника, зменшиться, а опір R_2 збільшиться. У результаті це приведе до вирівнювання тисків p_1 і p_2 .

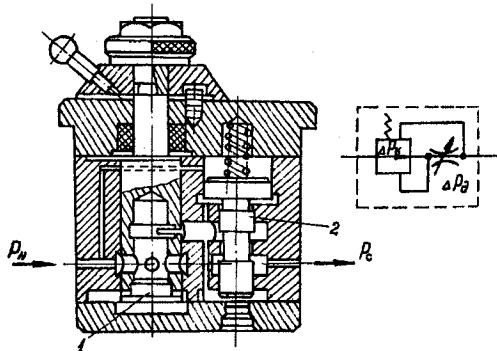


Рис. 6.23. Схема дроселя з регулятором

Одним із способів синхронізації є застосування дроселів з регулятором або обмежувачів витрати. На рис. 6.23 позначено: 1 - дросель, 2 - редуційний клапан. Такі регулятори забезпечують синхронний рух як гідроциліндрів, так і гідромоторів, при цьому зберігається компактність гідросистеми. Дросельні

регулятори можуть бути увімкнені до напірної або зливної лінії. Принципову схему такого увімкнення показано на рис. 6.24. Дросельні регулятори 1 і 2 увімкнені в напірну магістраль на вході в поршневу порожнину циліндра і забезпечують регулювання швидкості тільки в одному напрямку. При реверсуванні потоку рідина надходить на злив через зворотні клапани 3 і 4.

За допомогою дросельних регуляторів забезпечується приблизна рівність швидкостей гідродвигунів, оскільки точність синхронізації значною мірою залежить від характеристики регулятора і умов його роботи. Підвищення точності заданого співвідношення швидкостей досягається зв'язком між регуляторами.

У будівельних машинах найтипівішими є комбіновані системи, які здійснюють просторове переміщення робочого органа машин сполученням коливального й поступального рухів виконавчого органа машин.

На рис. 6.25 показано схему автоматичного просторового переміщення виконавчого механізму машини для гірничих робіт (переміщення праворуч і ліворуч або догори і донизу), здійснюваного гідроциліндром 1, а подача його на забій - гідроциліндром 2.

Циліндр 2 живиться від реверсивного золотника 3, який керується золотником-пілотом 4 від магістралі регулювання 5. У вихідному (нижньому) положенні циліндр 2 своїм упором переставляє золотник 4, що приводить до зміщення золотника 3 і надходження рідини в лінію 6 циліндра 2. Однак при

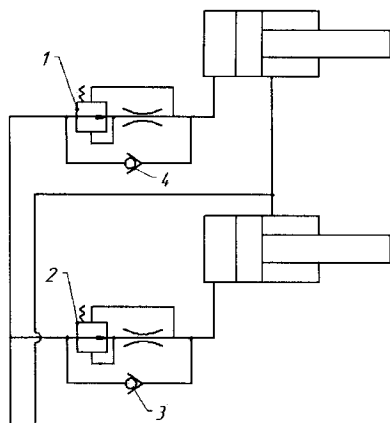


Рис. 6.24. Схема привода з дросель-регулятором

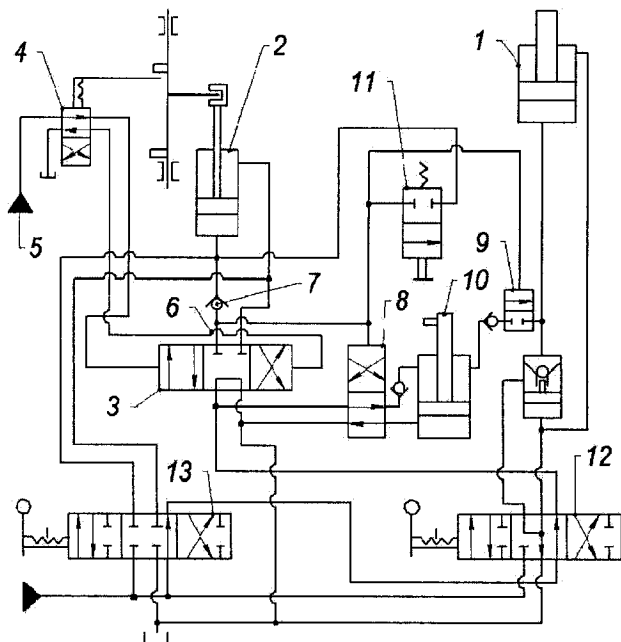


Рис. 6.25. Гідросхема, що забезпечує просторове переміщення робочого органа машини

цьому рух не відбувається через наявність в гідромагістралі зворотного клапана 7. Тиском в магістралі 6 вмикається золотник 8 і гідроциліндр 9, що викликає переміщення циліндрів 10 і витиснення з них рідини в циліндр 1. В кінці ходу Циліндр 10 своїм штоком переміщує золотник 11, і рідина надходить у циліндр 2 поза зворотним

клапаном 7. Відбувається рух циліндра 2 догори, за яким він, переміщуючись, реверсує золотник 3 через золотник 4. Тиск в лінії 6 падає і золотники 8 і 9 пружинами встановлюються у вихідне (верхнє) положення. Циліндри 2 та 10 одночасно рухаються донизу. Після досягнення циліндром 2 нижнього положення цикл повторюється. При завершенні ходу гідроциліндра 1 він встановлюється у вихідне положення золотником 12. Замість гідроциліндра 1 у ряду випадків використовується гідромотор.

Золотник 12 застосовується також при ручному керуванні гідроциліндром 1. При необхідності ручного регулювання циліндром 2 застосовується золотник 13.

6.6. ГІДРОПРИВОД БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН

У будівельних машинах залежно від умов і характеру виконуваних робіт можна виділити загальне в застосуванні різнобічних гідрооб'ємних трансмісій:

- робоча рідина рухається з гідробака через насос з нерегульованою подачею до одного або кількох гідродвигунів;

- робоча рідина рухається з гідробака через насос з регульованою подачею до гідродвигуна.

У гідроприводах з регульованим насосом і нерегульованим гідродвигуном швидкість руху механізму машини може регулюватися зміною подачі насоса. Кожна гідросхема будівельної машини складається з трьох загальних частин: насосної, розподільно-запобіжної та виконавчої. Додатково вводяться трубопроводи, фільтри, гідробак та інші гідроелементи.

На рис. 6.26 зображена принципова однопотокова гідросхема ланцюгового траншейного екскаватора, яка складається з гідробака 1, нерегульованого насоса 2, трисекційного гідророзподільника 3, гідроциліндра 4 піднімання та опускання робочого органа, гідроциліндра 5 піднімання та опускання бульдозерного відвалу, дроселя зі зворотнім клапаном 6, гідродвигуном 7 приводу руху екскаватора, дроселя з регулятором 8, фільтра 9, манометром 10 і термометром 11.

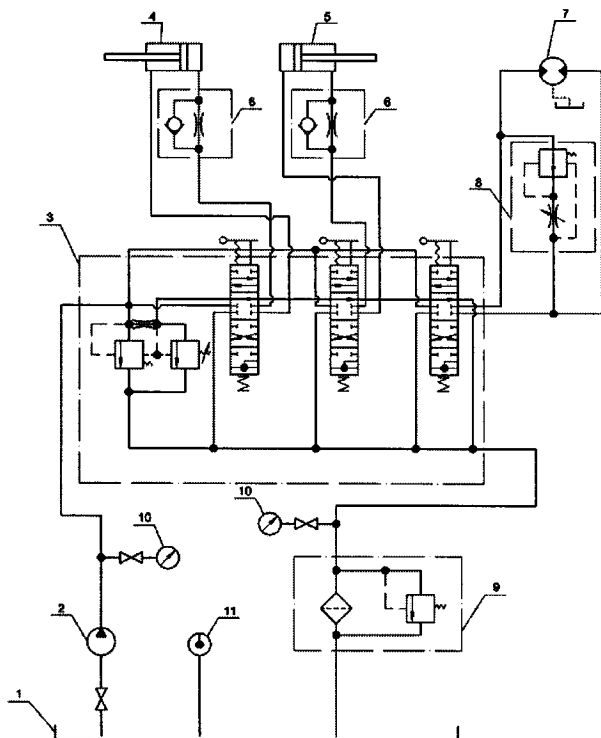


Рис. 6.26. Гідросхема ланцюгового траншейного екскаватора

З гідробака 1 робоча рідина під тиском насоса 2 подається до гідродвигунів 4, 5, і 7 через трисекційний гідророзподільник 3. При нейтральному і плаваючому положеннях золотників гідророзподільника

рідина зливається в бак. За допомогою гідроциліндрів 4 та 5 піднімаються і опускаються робочий орган і відвал бульдозера. Зворотні клапани 6 і дроселі призначені для обмеження швидкості опускання робочих органів під дією власної ваги. Дросель з регулятором 8 виконує регулювання швидкості переміщення машини уперед.

На рис. 6.27 зображена двопоточна гідросхема дренажувально-екскаватора. Складається вона з гідробака 1, насосів 2 і 3, блоків розподільників 4 і 5, гідродвигуна 6 привода лебідки, гідроциліндрів 7 піднімання та опускання рами трубоукладача, гідроциліндрів 8 піднімання та опускання робочого органа, гідроциліндрів 9 повороту трубоукладача, гідроциліндра 10 піднімання та опускання опори, гідроциліндрів 11 повороту робочого органа. Гідродвигуни забезпечені запобіжним клапаном з переливним золотником 12. У гідропроводах гідроциліндрів 7, 8, 11

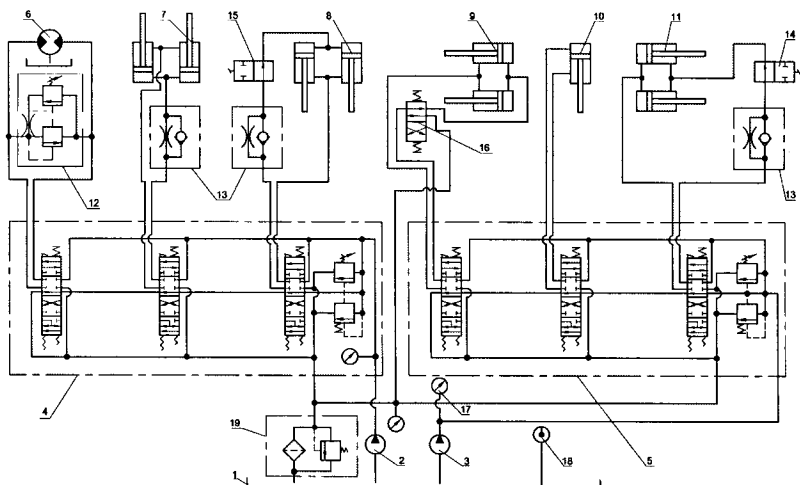


Рис. 6.27. Гідросхема дренажувально-екскаватора

застосовані дроселі із зворотними клапанами 13, які призначені для зниження швидкості опускання робочого органа, крім цього вони у випадку обриву шланга утримують від падіння робочі органи.

Якщо екскаватор працює на прямолінійній ділянці, то клапаном 14 блокуються гідроциліндри 11 повороту робочого органа. Для стабільності глибини копання з допомогою блокування гідроциліндрів 8 застосований клапан 15, який забезпечує вкладання труб у траншею на однакову глибину незалежно від поздовжніх уклонів поверхні.

Гідравлічна схема повноповоротного екскаватора (рис. 6.28) складається з гідробака 1, регульованого подвійного насоса 2, розподільників 3 і 4, гідромоторів привода ходу 5 і 6, гідромотора повертання платформи 7, гідроциліндрів рукояті 8, стріли 9 і 10, ковша 11. Розподіляючи пристрої

утворюють дві групи гідродвигунів: перша живиться від одного потоку (гідромотори 5 і 7, гідроциліндр 8), а друга - від одного чи двох потоків при нейтральному положенні золотників розподільника 3.

Використання двох силових потоків одночасно збільшує швидкість гідроциліндрів привода ковша і стріли і скорочує тривалість циклу. Для збільшення швидкості реверсування екскаватора та рівномірного навантаження насосів гідромотори ходу підключаються до різних силових потоків.

На трубопроводах гідромоторів встановлені блоки підживлюючих клапанів 12, які дозволяють запобігти кавітаційному режиму роботи, наприклад при русі екскаватора під ухил або гальмуванні поворотної платформи. При недостатній подачі рідини або припиненні подачі її в напірну лінію гідромотора через підживлюючий клапан рідина підсмоктується із зливної лінії.

У лінії штокових порожнин гідроциліндрів рукояті та стріли розташовані вторинні запобіжні клапани 13, які виключають перевантаження у системі при нейтральному положенні золотників керування. У лінії поршневих порожнин гідроциліндрів стріли встановлений дросель із зворотним клапаном 14, призначений для обмеження швидкості опускання стріли.

Вимірювання тиску в напірній та зливній лініях виконується манометрами 15. Фільтри 16 призначені для очищення робочої рідини від механічних домішок, а перепускний клапан 17 запобігає зливній лінії руйнування та надмірному тиску при забрудненні фільтрів. Для контролю за температурою застосований термодатчик 18.

У гідросистемах з важким режимом роботи рекомендується встановлювати теплообмінник 19 для підігріву рідини у холодну пору року і охолодження її влітку. Краном 20 вимикають теплообмінник, коли температура рідини стає оптимальною.

У зв'язку з розширенням номенклатури змінного обладнання в схемі передбачена можливість використання екскаватора з напірним грейфером, навантажувачем і т. ін. Така переналадка здійснюється за рахунок використання гідролінії повороту ковша для привода змінного обладнання.

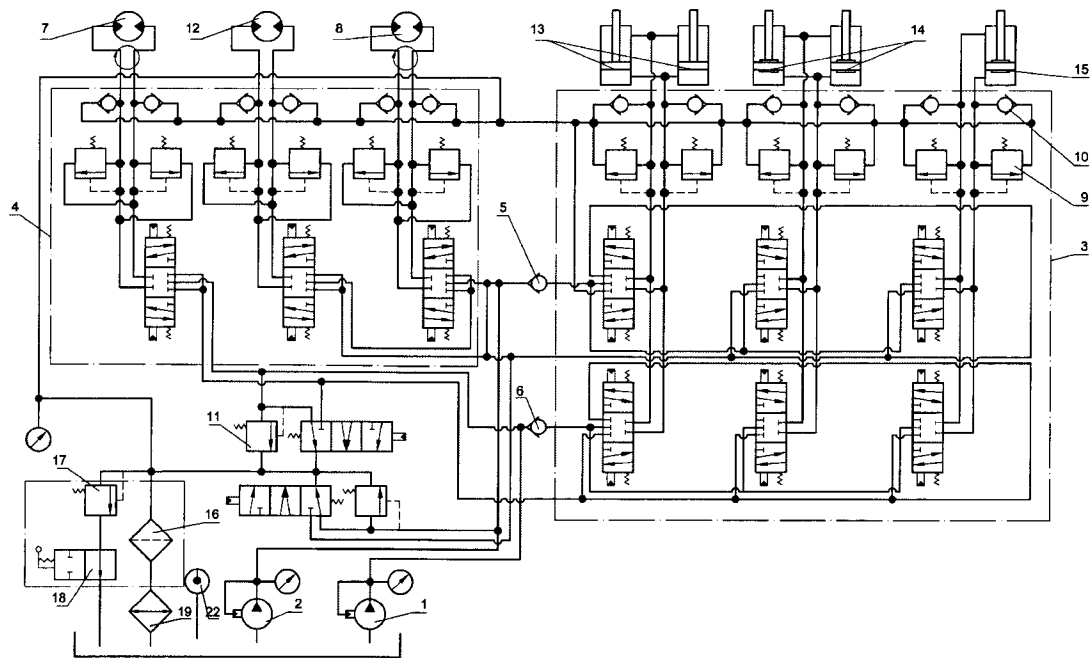


Рис. 6.28. Принципова гідравлічна схема повнообертових екскаваторів з ковшами місткістю 0,6...1,0 м³: 1 і 2 - насоси; 3 і 4 - розподільники; 5 і 6 - зворотні клапани; 7 і 8 - гідродвигуни пересування; 9 - запобіжні клапани; 10 - зворотні клапани; 11 - блок клапанів; 12 - гідродвигун повороту платформи; 13 - гідроциліндри стріли; 14 - гідроциліндр рукояті; 15 - гідроциліндр ковша; 16 - фільтр; 17 - переливний клапан; 18 - двопозиційний золотник; 19 - охолоджувач; 20 - манометр; 21 - бак; 22 - вимірювальний прилад

6.7. РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОПЕРЕДАЧ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН

Для розрахунку параметрів гідропередачі необхідно скласти гідросхему. Це здійснюється виходячи із технологічних умов роботи машини. При складанні гідросхеми в першу чергу вибирається система циркуляції рідини, потім вибирається насос, гідродвигун, гідроапаратура, допоміжні пристрої та гідроканали.

Розрахунок гідросхеми починають з визначення зусиль, що діють на робочі органи, тобто на гідродвигуни. Сили, що діють на шток гідроциліндра, і кутову швидкість валів гідродвигунів приймають з урахуванням призначення машини, а також з урахуванням кінематики робочого обладнання.

Частоту обертання або швидкість руху поршня зі штоком вибирають з урахуванням коефіцієнта використання гідропередачі за один цикл.

Тиск рідини в гідропередачі залежить від сили, що діє на площу поршня

$$P = \frac{dF}{dS}, \quad (6.19)$$

Сила F розподілена по всій площі S . Тоді тиск

$$P = \frac{F}{S}. \quad (6.20)$$

Витрата рідини дорівнює об'єму V рідини, що протікає через поперечний переріз за одиницю часу t

$$Q = \frac{V}{t}. \quad (6.21)$$

Одиниця витрати рідини в системі СІ - м³/с. Також застосовується при розрахунках і така одиниця витрати - л/хв (1 л/хв = 1,67 · 10⁻⁵ м³/с).

Потужність - величина, що дорівнює роботі за одиницю часу:

$$N = \frac{A}{t}. \quad (6.22)$$

Для визначення потужності в гідравліці застосовують вираз

$$N = Qp\eta. \quad (6.23)$$

Одиниця виміру потужності в системі СІ - Вт.

Вираз (6.23) показує, що потужність при постійній витраті збільшується прямо пропорційно тиску рідини. Зі збільшенням тиску рідини в умовах забезпечення заданої потужності маса та розміри гідромашин зменшуються, але до визначеного тиску у зв'язку з конструктивним обмеженням. У гідроприводі розпушувача або бульдозера тиск рідини складає 15...25 МПа, а у гідроприводах автокранів і екскаваторів необхідно мати тиск 25...32 МПа.

При роботі гідропривода рідина нагрівається, а тому потрібно враховувати температуру повітря.

При одночасно працюючих гідроциліндрах потужність насосу визначається за формулою

$$N_{\text{ч}} = \frac{TVz}{\eta_{\text{ч}}} \quad (6.24)$$

де T - сила на штоці гідроциліндра; V - швидкість руху штока; z - число одночасно працюючих гідроциліндрів.

Робочий об'єм гідродвигунів

$$q_{\text{о}} = \frac{M}{P_{\text{н}}\eta_{\text{о}}}, \quad (6.25)$$

де M - крутний момент на валу гідродвигуна.

Витрата робочої рідини гідродвигуном

$$Q_{\text{о}} = \frac{q_{\text{о}}n_{\text{о}}}{\eta_{\text{об.о}}} \quad (6.26)$$

Внутрішній діаметр трубопроводу

$$d = 4,6\sqrt{\frac{Q_{\text{о}}}{V}}, \quad (6.27)$$

де V - швидкість потоку рідини.

Регульовальну гідроапаратуру вибирають за площею перерізу прохідних вікон і каналів:

$$S = \frac{Q}{V}, \quad (6.28)$$

де Q - витрата робочої рідини, яка протікає через поперечний переріз.

Характеристики динамічних процесів в гідроприводах будівельних машин значно впливають на продуктивність машини, а також на її надійність і довговічність. Гідравлічний привод будівельних машин працює як в тривалому стаціонарному режимі, так і в режимі частих пусків і зупинок при постійному і перемінному навантаженні. У зв'язку з цим він являє собою складну динамічну систему. Подача і тиск робочої рідини в гідроприводі будівельних машин визначаються зовнішнім навантаженням за рівняннями силових параметрів гідравлічних машин. Тиск в гідросистемі залежить від навантаження, крутного моменту M гідродвигуна і втрат тиску ΔP в гідромагістралі:

$$P_{\text{н}} = P_{\text{о}} + \Delta P = \frac{M}{q_{\text{о}}} + \Delta P, \quad (6.29)$$

де $P_{\text{о}}$ - тиск робочої рідини на гідродвигуні; $q_{\text{о}}$ - робочий об'єм гідродвигуна.

Крутний момент гідродвигуна робочого органа дорівнює

$$M = M_{\text{с}} + M_{\text{доод}}, \quad (6.30)$$

де $M_{\text{с}}$ - момент статичного навантаження; $M_{\text{доод}}$ - додатковий крутний момент на валу гідродвигуна в перехідних процесах, який можна виразити через зведений момент

$$M_{\text{доп}} = J\omega \quad (6.31)$$

де J - зведений момент інерції рухомих частин механізму; ω - кутова швидкість обертання гідродвигуна.

Зведений момент є сума моментів інерції механізмів

$$J = J_c + J_d + \sum_{i=1}^n J \frac{\omega_i}{\omega}, \quad (6.32)$$

де J_c - момент інерції валів; J_d - момент інерції ротора гідродвигуна; J_{di} - момент інерції i -го приводного елемента механізму; u - передаточне число між валом гідродвигуна та i -м приводним елементом.

Сила, що діє на шток у гідродвигуні зворотно-поступального руху при розгоні робочого обладнання буде дорівнювати без урахування перетикання у штокову порожнину

$$P = P_{\text{дин}} + P_{\text{ст}} + P_T, \quad (6.33)$$

де $P_{\text{дин}}$ - динамічна складова; $P_{\text{ст}}$ - статична складова; P_T - сила в'язкого тертя.

Сила тертя залежить від конструкції ущільнювача. Для циліндра з гумовим ущільнювачем

$$P_T = f\pi D b P_{\text{КЗ}}, \quad (6.34)$$

де f - коефіцієнт тертя; D - діаметр циліндра або штока; b - ширина контактної пояски ущільнювача; $P_{\text{К}}$ - контактний тиск; z - число кілець.

Динамічна складова $P_{\text{дин}}$ з'являється при прискоренні і гальмуванні руху потоку. У загальному вигляді

$$P_{\text{дин}} = ma, \quad (6.35)$$

де m - маса рухомих частинок, зведених до штоку, з урахуванням рідини; a - прискорення.

Дійсна сила на штоці циліндра

$$P = P_{\text{теор}} \eta_{\text{мех}}, \quad (6.36)$$

де $P_{\text{теор}}$ - теоретична сила; $\eta_{\text{мех}}$ - механічний ККД.

Загальний ККД гідропривода складається з об'ємного, гідравлічного та механічного ККД:

$$P = m a \eta_{\text{мех}}, \quad (6.37)$$

Об'ємні витрати взагалі залежать від витoku і перевитoku

$$\eta_0 = \frac{Q_H - \sum \Delta Q}{Q_H} = 1 - \sum \frac{\Delta Q}{Q_H}, \quad (6.38)$$

де Q_H - подача робочої рідини насосом; ΔQ - втрати рідини у гідроприводі.

Гідравлічні втрати залежать від тиску:

$$\eta_r = \frac{P_H - \sum \Delta P}{P_H} = 1 - \sum \frac{\Delta P}{P_H}, \quad (6.39)$$

де P_H – найменший тиск робочої рідини на виході насоса; ΔP – втрати тиску робочої рідини в гідроприводі.

У гідропередачі також є механічні втрати, які частково ідуть на тертя. Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{N_T - \sum \Delta N_{M_i}}{N_T} = 1 - \sum \frac{\Delta N_{M_i}}{N_T}, \quad (6.40)$$

де N_T – теоретична потужність; ΔN_M – механічні втрати.

Дійсний крутний момент на валу гідродвигуна

$$M\delta = M_T \eta_M.$$

Загальні втрати потужності в гідропередачі

$$\Delta N_{заг} = \sum \Delta P \sum \Delta Q,$$

$$N\delta = N_T - \Delta N_{заг}. \quad (6.41)$$

Загальний ККД гідропривода

$$\eta_{заг} = \eta_{мех} \eta_e \eta_o. \quad (6.42)$$

Втрачена у гідроприводі потужність переходить в теплоту, яка втрачається на нагрівання вузлів гідропривода. Кількість теплоти, що виділяється у результаті нагрівання робочої рідини

$$W = PQK(1 - \eta_o),$$

де P – робочий тиск рідини; Q – витрата рідини за час t ; η_o – ККД гідропривода.

Найбільша температура робочої рідини залежить від конструктивних особливостей гідросистеми, режиму експлуатації гідропривода і температури навколишнього повітря. Нагріта рідина надходить в гідробак, де вона охолоджується. Кількість теплоти, що виділяється за одиницю часу

$$Wdt = (C_p m_p + C_M m_M) dt + F_K (t_1 - t_2) dt,$$

де C_p – кількість теплоти, витраченої на нагрівання рідини; m_p – маса робочої рідини; C_M – кількість теплоти, витраченої на нагрівання металевих частин гідробака; m_M – маса гідробака; dt – приріст температури в одиницю часу; K – коефіцієнт тепловіддачі гідробака до повітря,

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (6.43)$$

де α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від робочої рідини до стінки гідробака; α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від стінки гідробака до повітря; δ – товщина стінки гідробака; λ – коефіцієнт теплопровідності стінки гідробака; t_1 – початкова температура рідини; t_0 – температура навколишнього повітря; F_K – площа поверхні гідробака.

Площа охолодження поверхні гідробака

$$F_K = 0,065 \sqrt[3]{V_6^2}, \quad (6.44)$$

де V_6 – ємність гідробака, л.

Після роботи гідропривода протягом однієї години температура рідини повинна дорівнювати

$$t = 15,5 \frac{W}{K \sqrt[3]{V_6^2}} + t_0. \quad (6.45)$$

Максимальна температура рідини (мінеральне масло) не повинна перевищувати 70°C.

6.8. ЗАХИСТ НАСОСІВ І ГІДРОДВИГУНІВ ВІД ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ

Кожна гідросистема має бути захищена від перевантаження, перегрівання і від забруднення робочої зони. Від перевантаження гідродвигунів і гідронасосів застосовують запобіжні і переливні клапани. Їх вибирають за робочим тиском, нормальною витратою і вмикають завжди паралельно навантаженню біля гідронасоса чи гідродвигуна. Запобіжний клапан стримує робочу рідину до певного тиску, а потім при подальшому його підвищенні починає відкриватися і нормовано пропускати рідину. Відкриваються запобіжні клапани за 0,3...0,5 с, а якщо не спрацював механізм, то тиск рідини може піднятися до 30...50 МПа. Подібні викиди можуть виникнути при відключенні ненавантаженого робочого органа розподільником.

Викиди тиску можна значно зменшити, застосувавши в гідроприводі гідроакумулятори. Вони знижують жорсткість напірної гідромагістралі та швидкість зростання тиску в кілька разів. Для обмеження викиду тиску необхідно заповнити акумулятор рідиною за короткий час. За час відкривання запобіжного клапана тиск газової порожнини збільшиться на ΔP і стисне повітря. Цим самим викид тиску переноситься з трубопроводу в акумулятор. Зменшення викидів тиску подовжує довговічність гідропривода.

За режимом роботи гідропривод будівельних машин завантажений по-різному, внаслідок цього при роботі можуть виникати великі розкиди. Коефіцієнт використання гідропривода

$$K_{II} = \frac{T_ч}{T_{ч3}},$$

де $T_ч$ – час роботи гідроприводу під навантаженням; $T_{ч3}$ – повний час роботи.

Режим роботи гідропривода будівельних машин наведений в таблиці 6.1.

З таблиці видно, що час роботи гідропривода протягом зміни коливається від 0,1 до 0,9 тривалості зміни, при цьому насос постійно працює від двигуна. Останнім часом застосовуються автоматичні системи захисту гідроприводів.

Режими роботи гідропривода

Режими роботи гідропривода	Коефіцієнт використання номінального тиску	Коефіцієнт продовження роботи	Число включень за 1 годину	Тип машини
Легкий	Нижче 0,3	0,1...0,3	до 100	Трубоукладачі, снігоочисники
Середній	0,3...0,4	0,3...0,5	100-500	Скрепери, бульдозери, автогрейдери
Важкий	0,5...0,7	0,5...0,8	200-400	Навантажувачі, автокрани, екскаватори
Занадто важкий	Понад 0,7	0,8...0,9	400-800	Елеватори, котки, машини безперервної дії

На рис. 6.29 зображена гідросхема з автоматичним вимкненням насоса, коли в перервах між циклами вона не працює, тобто коли золотники блока розподільника 6 виведені в нейтральне положення. У цьому випадку рідина йтиме від насоса 1 через канали золотників блока гідророзподільника 6, переливний клапан 9 і фільтр 10 у гідробак. Одночасно рідина надходитиме через зворотний клапан 22 у поршневі порожнини розподільників 12, 17, які регулюються елементами 16, 19, 20, і на вхід регульованого дроселя 21. Елемент 15, що відрегульований на низький тиск, стиснеться. Від цього рідина піде від напірного трубопроводу 5 до гідроциліндра регулювання

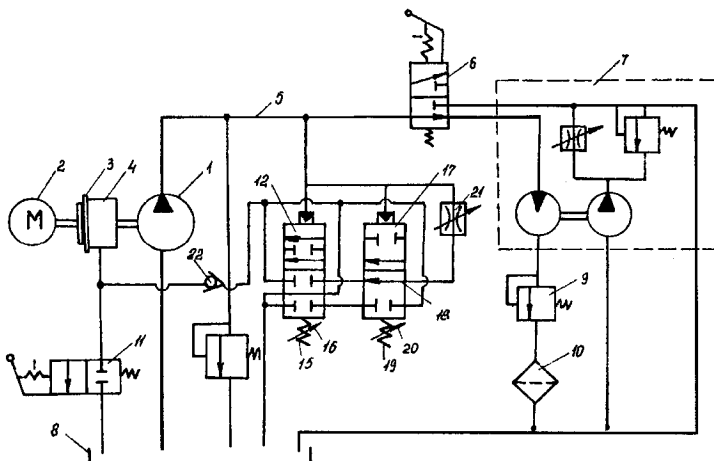


Рис. 6.29. Гідросхема з автоматичним вимкненням насоса

муфтою через зворотній клапан 22, регульований дросель 21, канал 18 і роз'єднує муфту 3, 4. Двигун 2 від'єднається від насоса 1. Насос не подаватиме рідину в напірний трубопровід 5. Зворотній клапан 22 підтримує постійний тиск у гідравлічному замкненому контурі гідросхеми доти, доки не надійде сигнал на дистанційний клапан 11, відкриє його і пропустить рідину з гідроциліндра 3, муфти 4 в гідробак 8. Насос 1 нагнітатиме рідину в гідросистему трубопроводом 5 на робочий орган 7.

Насос вимикається тоді, коли оператор поставить гідророзподільник у нейтральне положення, а при переході в робоче положення насос ввімкнеться, що дає значну економію кількості пального.

6.9. АВТОНОМНІ ЕНЕРГОЗБІРІГАЮЧІ СИСТЕМИ

На рис. 6.30 зображено гідросхему, яка забезпечує декілька споживачів гідравлічною енергією від одного гідронасоса, причому кожний зі споживачів має різне споживання робочої рідини. Накопичення гідравлічної енергії в такому випадку виконується за рахунок встановленого в гідросистему гідроакумулятора 8 з краново-запобіжною апаратурою 9, яка запобігає надмірному приросту тиску в гідроакумуляторі та зливає її через фільтр 10 в бак 11.

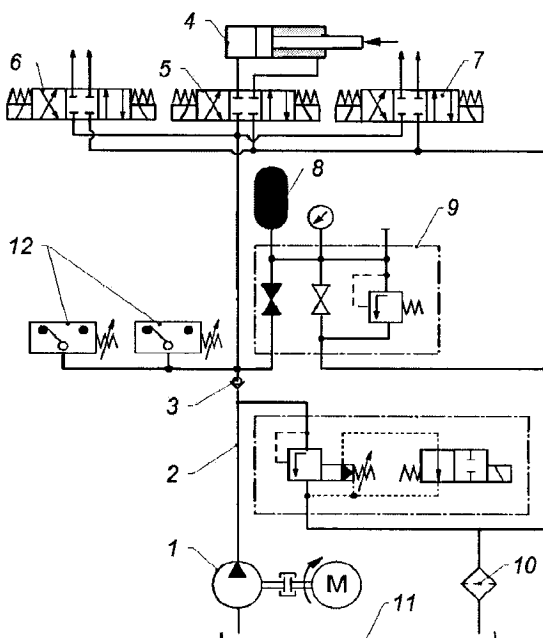


Рис. 6.30. Схема накопичення енергії для установки лиття під тиском

Гідронасос 1 подає робочу рідину в напірну магістраль 2 зі встановленим зворотним клапаном 3, що захищає гідронасос від перепадів тиску здійснюючи запирання прохідного перерізу трубопроводу тим самим дозволяє також здійснити заряджання гідроакумулятора. Гідроакумулятор розраховується на максимальну подачу гідролінії з найбільшим тиском. Це забезпечує економію енергоресурсу системи в цілому.

При нерівномірній роботі гідродвигуна 4 та нерівномірній подачі рідини через розподільники 5, 6 та 7, гідроакумулятор 8 накопичуватиме надлишкову рідину та віддаватиме її в систему автоматично за необхідності. Через блок реле 12 в систему підключаються додаткові пристрої керування.

Встановлення гідропневматичних акумуляторів поблизу гідродвигунів дозволяє підвищити швидкодію гідравлічної системи за рахунок полегшення насосу долання інерції стовпа рідини, що знаходиться в трубопроводі на шляху до гідравлічного двигуна (рис. 6.31).

Для дискретної системи керування в періоди вимкнення насоса за допомогою наявної в акумуляторі енергії виконується робочий хід, тим самим безпечно завершується робоча операція, що дозволяє значно економити витрачену енергію.

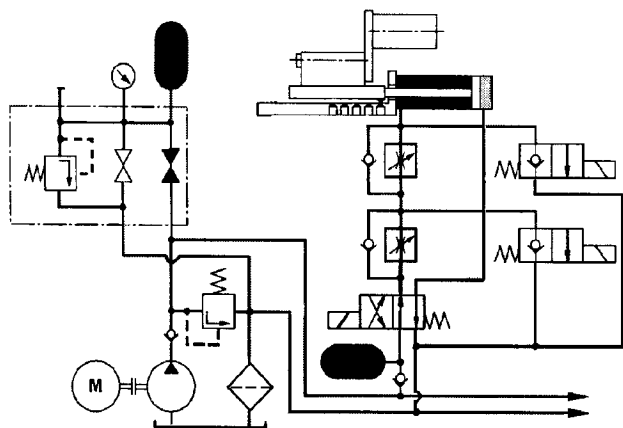


Рис. 6.31. Схема накопичення енергії для станка

При аварійному вимкненні подачі електроенергії, за допомогою застосування гідроакумулятора можна безпечно завершити виконання робочого циклу приводу. На рис. 6.32 за відсутності електричного сигналу пружина перемкне гідророзподільник 1 у вихідне положення, а гідророзподільник 2 - в середнє положення. В результаті акумулятор з'єднується зі штоковою порожниною гідроциліндра і виключиться можливість його самовільного опускання за рахунок тиску робочої рідини в гідроакумуляторі, який чинитиме опір в штоковій порожнині.

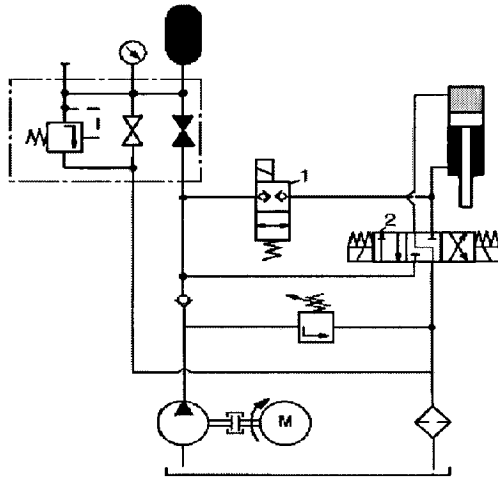


Рис.6.32. Схема із запобігання аварійної роботи гідроциліндра

Послідовне включення гідроклапанів тиску Г54-3 дозволяє встановлювати різні величини тиску в магістралях гідросистеми, що живиться від однієї насосної упаковки. У схемі на рис. 6.33, а гідроклапани тиску 2, 4, 6 включені послідовно. Клапан 6 використовується як переливний і призначений для підтримки певного тиску робочої рідини в магістралі 5. Клапан 4 налаштований на більш високий тиск, ніж клапан 6. Цей тиск встановлюється в магістралі 3 і не залежить від тиску в магістралі 5 завдяки тому, що канал d клапана 4 у цьому виконанні безпосередньо зв'язаний із зливною лінією. Клапан 2 в даній схемі забезпечує стале перевищення тиску в магістралі 1 над тиском в магістралі 3. Різниця між

тисками в цих магістралях визначається регулюванням пружини клапана 2. У гідросхемі на рис. 6.33, б клапан тиску 2 використовується як клапан послідовності, що автоматично забезпечує початок роботи гідромотора 3 тільки після того, як поршень циліндра 1 закінчить рух вправо і тиск в робочій камері циліндра досягне рівня, при якому відкривається клапан 2. Цей рівень регулюється пружиною клапана 2. Клапан 4 в цій схемі виконує роль переливного і регулюється на тиск дещо більший, ніж для клапана 2.

У гідросхемі на рис. 6.33, в гідроклапан тиску 4 забезпечує рух поршня циліндра 3 тільки при певній частоті обертання гідромотора 2, тобто при певному перепаді тисків на дроселі 1, при якому відкривається клапан 4.

На рис. 6.33, г показана гідросхема, в яку включено клапан 4, який разом з пілотом керування 3 і дроселем 5 забезпечує швидкий рух поршня гідроциліндра 2 вправо з наступним переходом на робочу подачу. Якщо пілот 3 не переключено, клапан 4 відкривається і пропускає потік робочої рідини зі штокової камери гідроциліндра у бак при мінімальному опорі, забезпечуючи

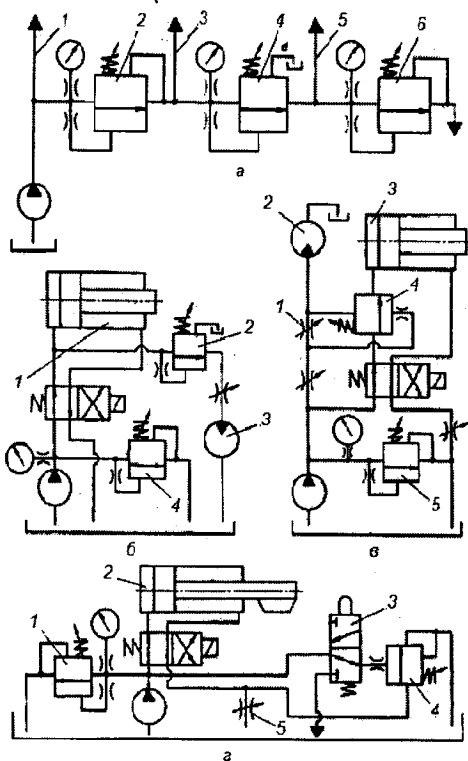


Рис. 6.33. Схеми ввімкнення гідроклапанів тиску

подається в штокові порожнини гідроциліндрів 7 і 8, а поршневі порожнини через зворотні клапани 4 та 11 і розподільники 3 і 12 з'єднані зі зливом. Максимальний тиск в штокових порожнинах гідроциліндрів визначається налаштуванням клапана тиску 2 і контролюється

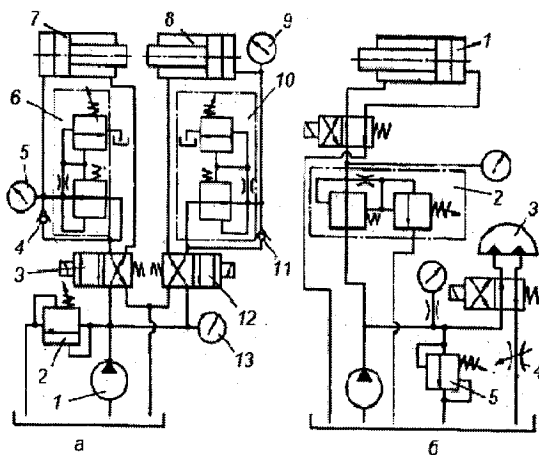


Рис. 6.34. Схеми з редукційними клапанами

швидке переміщення поршня циліндра 2. Коли кулачок, розміщений на штоковій гідроциліндра, переключує пілот 3, канал керування клапана 4 з'єднується із зливом і клапан закривається. Подальший злив робочої рідини можливий тільки через дросель 5, настройка якого забезпечує потрібну робочу подачу.

Варіанти включення редукційних клапанів непрямої дії показані на рис. 6.34. Включення в схему двох редукційних клапанів 6 і 10 (рис. 6.34, а) дає змогу від одного насоса 1 здійснювати живлення двох гідроциліндрів 7 і 8, які повинні працювати при різних робочих тисках. При виключених електромагнітах розподільників 3 і 12 робоча рідина від насоса під тиском

манометром 13. При переключенні розподільників 3 та 12 робоча рідина подається в поршневі порожнини гідроциліндрів 7 і 8 перед редуційні клапани тиску 6 і 10. При цьому тиск в поршневій порожнині гідроциліндра 7 визначається налаштуванням редуційного клапана 6 і контролюється манометром 5, а в поршневій порожнині гідроциліндра 8 – настройкою редуційного клапана 10 і контролюється манометром 9.

У схемі на рис. 6.34, б редуційним клапаном 2 регулюється робочий тиск в гідроциліндрі 1 як при прямому, так і при зворотному ході поршня. Поворотний двигун 3 працює при більш високому робочому тискові, який регулюється гідроклапаном 5. Швидкість повороту регулюється дроселем 4.

6.10. ВИМОГИ ДО КОНСТРУКЦІЇ ГІДРОПРИВОДІВ

Конструкторські вимоги обумовлені особливостями гідроприводів. Гідроприводи і гідравлічні пристрої, що входять у них, повинні витримувати надлишковий внутрішній тиск робочої рідини. Для забезпечення цього стінки корпусів гідравлічних пристроїв розраховують на міцність. Точність розрахунків перевіряється при випробуваннях гідравлічних пристроїв під пробним тиском рідини, який повинен складати не менше 1,5 номінального тиску.

Гідроприводи і гідравлічні пристрої повинні бути герметичними. У технічних умовах на виріб зазначається ступінь герметичності гідравлічних пристроїв. Степінь герметичності характеризується витіканням рідини (наприклад, допускаються витік рідини без утворення крапель), витратою робочої рідини, падінням тиску рідини за одиницю часу, розміром плями рідини. Задана герметичність з'єднань гідравлічних пристроїв забезпечується при конструюванні шляхом застосування спеціальних ущільнювальних пристроїв.

Матеріали і захисні покриття для гідравлічних пристроїв вибирають з умов їхньої сумісності з робочою рідиною.

Гідроприводи повинні бути обладнані пристроями для очистки робочої рідини в процесі експлуатації і захисту гідросистеми від забруднення при заправці і пристроями для видалення повітря з гідросистеми, а також контролю рівня робочої рідини. Також повинні бути передбачені місця для підключення засобів контролю.

На практиці встановлено, що однією з головних причин відмов і несправностей гідроприводів є забруднення робочої рідини і недостатнє промивання внутрішніх порожнин гідравлічних пристроїв. Забруднення рідини обумовлюється усіма сторонніми частинками, включаючи утворення смол. Чистота рідини характеризується класом чистоти. Існує 19 класів чистоти рідини - 00; 0; 1; 2; ... ; 17 (найменший клас чистоти відповідає найбільш чистій рідині). Практично чистота робочої рідини в гідроприводах відповідає 6...14 класам, частіше 9...15. Забезпечувати чистоту рідини вище 6-го класу

технічно важко, дорого і не завжди доцільно. Чистота робочої рідини повинна забезпечувати оптимальні умови роботи гідроприводів. Класи чистоти рідини указують у технічних вимогах до рідин при її поставці, транспортуванні і збереженні, у вимогах до експлуатації гідроприводів, а також у технічній документації на виготовлення гідравлічних пристроїв і їх деталей.

При конструюванні гідропривода бажано віддавати перевагу пристроям з елементами, малочутливими до забруднення робочих середовищ (наприклад, клапанним розподільникам у порівнянні з золотниковими), а також конструкціям із регульовальними елементами, розташованими на зовнішніх поверхнях виробів і конструкціям, що забезпечують складання виробу без попереднього розбирання вузлів. У зв'язку з цим необхідно передбачати пристрої, що забезпечують задану точність відносного розташування складових частин привода.

Конструкція гідропривода повинна забезпечувати закриту заправку його робочою рідиною за допомогою заправних пристроїв. У конструкторській документації повинні бути зазначені місця відбору проб робочої рідини для контролю її чистоти. Місця відбору необхідно обладнати клапанними розподільниками для герметичного відбору проб або пристроями для їхнього підключення. В гідравлічних схемах з реверсивним потоком робочої рідини, напірні фільтри необхідно встановлювати за мостовою схемою підключення (рис. 6.35).

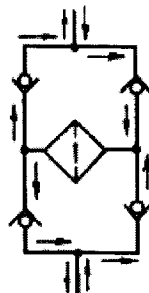


Рис. 6.35. Мостова схема підключення фільтра

Форма поверхонь деталей і складальних одиниць повинна бути простою і забезпечувати зручність промивання і контролю чистоти. Параметр шорсткості Ra поверхонь деталей, що знаходяться в контакт з робочою рідиною, звичайно призначають не більшим 20 мкм. Для зручності промивання рекомендується по можливості розташовувати більшість вхідних отворів з одного боку деталі. При взаємному перетинанні конструктивних елементів типу каналів, отворів тощо необхідно уникати утворення внутрішніх тупикових зон, в яких може накопичуватися бруд, за винятком тих випадків, коли ці зони спеціально призначені для відстою і видалення бруду, наприклад, у баках і фільтрах.

На кресленнях деталей і складальних креслень повинні бути зазначені вимоги до видалення задирок і притупленню гострих кромки, за винятком тих випадків, коли наявність гострих кромки необхідна за умовами роботи виробу. На кресленнях зварних деталей необхідно зазначити вимоги про недопустимість окалини на поверхнях, що знаходяться в контакт з робочою рідиною.

Технічними умовами передбачається проведення наступних технологічних операцій: розмагнічування сталевих деталей перед

складанням, обкатка гідромашин відповідно до заданих режимів, консервація внутрішніх порожнин гідравлічних пристроїв заливанням їх робочою рідиною, установлення після складання транспортуючих кришок, заглушок або інших пристроїв, що забезпечують герметичність внутрішніх порожнин.

Контрольні питання для самоперевірки

1. Що називається гідравлічним приводом?
2. Який характер руху вихідної ланки застосовуються у об'ємних гідроприводах?
3. Як класифікується об'ємний гідропривід за характером циркуляції робочої рідини?
4. Завдяки чому здійснюється об'ємне регулювання?
5. Які види регулювання гідроприводу застосовують?
6. Завдяки якому керуванню в об'ємному гідроприводі будівельних машин можна змінювати швидкість руху їх робочих органів?
7. Який параметр двигуна змінюється при дросельному регулюванні.
8. Яку умову необхідно виконувати при дискретному регулюванні?
9. Що називається гідродвигунами в гідросистемах будівельних машин?

РОЗДІЛ 7 ПНЕВМАТИЧНИЙ ПРИВОД

7.1. ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ПНЕВМОПРИВОДА

Пневматичний привод забезпечує передачу енергії і енергопостачання машин за допомогою стисненого повітря. У будівельних машинах використовується стиснене повітря переважно з тиском 0,5 МПа, в окремих випадках - до 1,5 МПа.

Стиснене повітря як робоче тіло відрізняється значною пружністю, незначною густиною і в'язкістю, малою залежністю в'язкості від температури. Воно не утворює горючих і вибухонебезпечних сумішей, не забруднює оточуюче середовище. Значна пружність повітря дозволяє підвищити енергію потоку за рахунок розширення повітря, але, з іншого боку, призводить до нерівномірності ходу пневмопривода при змінних навантаженнях, а також не дозволяє фіксувати проміжні положення пневмодвигуна. Через малу в'язкість можлива передача енергії потоком стисненого повітря на відстань кількох десятків кілометрів при досягненні швидкості пневмодвигунів декілька десятків метрів у секунду в поступальних приводах та до 10^5 хв⁻¹ в обертальних приводах, але при цьому в пневмомашиних і трубопроводах підвищується витікання повітря.

Екологічна безпека стисненого повітря дозволяє обходитись без зворотних трубопроводів, що забезпечує невелику масу пневмодвигуна і спрощення пневмосистем. Маса пневмодвигунів значно нижча від маси електродвигунів тієї самої потужності.

До недоліків пневмоприводу можна віднести високу вартість стиснення повітря. Так, для отримання 1 м³ повітря при 0,5 МПа потрібно 0,12 кВт·год електроенергії, а при 1,8 МПа - 0,14 кВт·год. Витрата енергії збільшуються пропорційно витіканню стисненого повітря.

Стиснене повітря при передачі енергії або розширенні може охолоджуватись до мінусових температур, що спричинює перенасичення його водяними парами і кристалізацію надлишкової вологості. При температурі оточуючого повітря, близької до 0⁰, виникає небезпека появи на пневматичних машинах та трубопроводах льоду. Пневмопривод, на відміну від гідропривода, потребує безперервного змащування рухомих частин пневмомашин.

Пневмоприводи ефективно використовуються в умовах, небезпечних щодо займання, вибухів та пилу, в механізованому інструменті на монтажних роботах і в машинах ударної дії.

Пневмопривод складається з компресора, магістрального і роздавальних повітропроводів, пристроїв регулювання і пневмодвигунів.

Робочі процеси пневмопривода складаються з течій повітря в трубопроводах, розширення повітря в дроселях і роботи повітря в робочих камерах пневмодвигунів або на лопатях турбін.

При розрахунку пневмопривода враховуються зміна густини повітря та енергії теплового руху молекул. Широко застосовуються емпіричні формули і нормативні розрахунки. Фізичну основу розрахунків складають рівняння:

– нерозривності потоку

$$\rho_1 V_1 f_1 = \rho_2 V_2 f_2 \quad \text{або} \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{\partial(\rho V)}{\partial x}, \quad (7.1)$$

– зміни кількості руху

$$d(\rho V Q) = \sum F, \quad (7.2)$$

– зберігання енергії

$$dW = c_q dT + p dq, \quad (7.3)$$

– стану повітря

$$pq = RT. \quad (7.4)$$

Процес розширення повітря залежить від кількості енергії, підведеної ззовні. Рівняння процесів розширення повітря мають наступний вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{p_2}{p_1} &= \left(\frac{q_1}{q_2} \right)^m = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{m}{m-1}}, \\ \frac{T_2}{T_1} &= \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} = \left(\frac{q_1}{q_2} \right)^{m-1}, \\ \frac{q_2}{q_1} &= \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{m}} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{m-1}. \end{aligned} \quad (7.5)$$

Розширення повітря в елементах пневмопривода характеризуються діапазоном $1 \leq m \leq 1,41$, де $m = 1$ відповідає розширенню з повним теплообміном. Це ізотермічний процес, який характерний для потоків повітря в довгих трубах. При $m = 1,41$ відбувається розширення повітря без теплообміну, що характерний для дроселів, такий процес називається адіабатичним.

У пневматичній машині стиснене повітря виконує роботу витискання і роботу розширення. Робота витискання аналогічна роботі потоку рідини

$$A' = p_1 q_1. \quad (7.6)$$

Робота розширення при політропному процесі:

$$A' = \int_{q_1}^{q_2} p dq = \int_{q_1}^{q_2} \frac{p_1 q_1^m}{q^m} dq = \frac{p_1 q_1 - p_2 q_2}{m-1}. \quad (7.7)$$

Робота розширення при ізотермічному процесі:

$$A' = \int_{q_1}^{q_2} \frac{p_1 q_1}{q} dq = p_1 q_1 \ln \frac{q_2}{q_1}. \quad (7.8)$$

У формулах (7.1)...(7.8): ρ - густина повітря; q - питомий об'єм повітря; Q - витрата потоку; V_i - швидкість потоку в i -тому перерізі або в i -тий момент часу; T - температура, $^{\circ}\text{K}$; dW - диференціал повної енергії; C_q - теплоємність повітря при постійному об'ємі; R - газова стала повітря, $R = 287 \text{ Н}\cdot\text{м}/(\text{кг}\cdot^{\circ}\text{C})$; A' - питома робота газу.

Кількість теплоти, яку поглинає повітря в процесі політропного розширення:

$$U = C_q \frac{k-m}{m-1} (T_1 - T_2), \quad k = 1,41. \quad (7.9)$$

У процесі дроселювання потоку відбувається адіабатне розширення повітря з переходом роботи зовнішніх сил і роботи розширення в кінетичну енергію потоку:

$$\frac{V_2^2}{2} - \frac{V_1^2}{2} = p_1 q_1 - p_2 q_2 + \frac{p_1 q_1 - p_2 q_2}{k-1}.$$

З урахуванням співвідношення (7.5) отримаємо вираз для визначення швидкості витікання повітря

$$V_2 = \sqrt{\frac{2gk}{k-1} p_1 q_1 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} + V_1^2 \right]}. \quad (7.10)$$

При відношенні тисків $p_2 / p_1 \leq 0,528$ у найбільш вузькому перерізі дроселя встановлюється швидкість течії, що дорівнює швидкості звуку при критичному тиску $p_k = 0,528 p_1$

$$V_k = \sqrt{gk p_k p_k}, \quad (7.11)$$

що призводить до обмеження максимальної витрати через дросель.

Витрата повітря

$$Q_M = \mu f V_2 (p_1, q_1, p_2) \frac{1}{g q_2}, \quad (7.12)$$

де μ - коефіцієнт витрати, $\mu = 0,8 \dots 1,0$; якщо $p_2 : p_1 \leq 0,528$ то слідє приймати $p_2 = p_k$, $q_2 = q_k$; f - мінімальний переріз дроселя.

Під час сталої рівномірної течії газу по трубах відбуваються втрати енергії на тертя, які можна врахувати як і в гідропроводах

$$\Delta p = \lambda(R_e) \frac{L_e}{d} \frac{\rho V^2}{2}, \quad (7.13)$$

де L_e і d - еквівалентна довжина і діаметр трубопроводу.

Коефіцієнт $\lambda(R_e)$ визначається за тими самими формулами, що й в гідравліці. Для повітропроводів, що встановлені в заводських приміщеннях

$$\lambda = 0,021 d^{-0,33}, \quad (7.14)$$

де d - діаметр трубопроводу.

Порівнюючи (7.8) та (7.13), можна отримати вираз для розрахунків допустимої витрати повітря при заданому перепаді тисків

$$Q_M = f \sqrt{\frac{1}{RT} \frac{(p_1^2 - p_2^2) d}{\lambda L_e - 2d(\ln p_2 - \ln p_1)}} \quad (7.15)$$

7.2. ЕНЕРГОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПНЕВМОПРИВОДІВ

Носієм енергії пневмоприводів є потік стисненого повітря. Стиснене до тиску 0,7...0,8 МПа повітря отримують за допомогою пересувних або стаціонарних компресорів. Компресор характеризується подачею повітря, яка вимірюється при нормальних умовах, тобто при атмосферному тиску і температурі оточуючого середовища.

Подача компресора розраховується за сумарним споживанням стисненого повітря всіма приймачами і нормативними витоками:

$$Q = (1,3 \dots 1,4) \sum_1^n m_i g_i \xi_i, \quad (7.16)$$

де n - кількість груп однотипних споживачів підприємства; m_i - кількість споживачів в i -й групі; g_i - паспортна витрата повітря одного приймача i -ї групи; ξ - коефіцієнт одночасності вмикання приймачів (рис. 7.1).

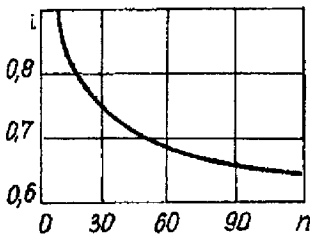


Рис. 7.1. Графік для знаходження коефіцієнту одночасного вмикання пневматичних пристроїв

Числовий коефіцієнт враховує 20% нормативних витоків в мережі і 10...15% збільшення споживання стисненого повітря приводами внаслідок їх зношення.

Витрата стисненого повітря в різних пневмодвигунах становить 0,8...1,4 м³/(хв·кВт), шевронні шестеренні пневмодвигуни споживають 0,8...1 м³/(хв·кВт), ударні пневмодвигуни - 1,2...1,4 м³/(хв·кВт). Споживання стисненого повітря групою однотипних

споживачів може бути розраховане за формулою

$$Q = Q' N_{\Sigma}, \quad (7.17)$$

де Q' - питома витрата стисненого повітря, Q' - 0,8...1,4 м³/(хв·кВт); N_{Σ} - потужність споживачів в групі.

Компресори підключають до мережі повітропроводів через повітрозбирачі. Повітрозбирачі вирівнюють режим роботи компресорів, мережі і пневмодвигунів. Рекомендований об'єм повітрозбирача

$$V = 1,6 \sqrt{|Q|}, \quad (7.18)$$

де Q - подача компресора, м³/хв.

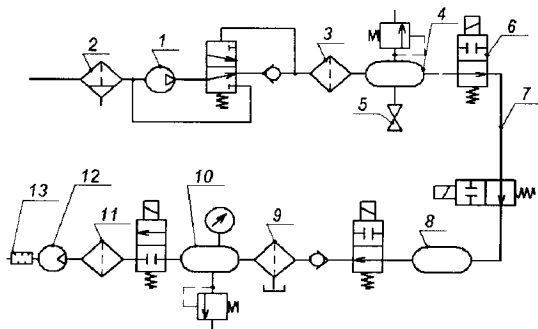


Рис. 7.2. Типова схема пневмопривода

На схемі пневмопривода (рис. 7.2) вказують положення компресорів 1, повітрязбирачів 4, 8 і 10, засувки 6, пневмодвигунів 12, ділянки повітропроводу 7, фільтрів 2, 11, охолоджувачів 3, кранів 5, маслозбирачів 9 та глушників 13.

Повітропровід розбитий

вузлами на окремі ділянки. Завданням розрахунку є вибір перерізу ділянок повітропроводу за заданою величиною допустимих втрат тисків в приводі для найбільш віддаленої групи пневмодвигунів.

Приєднувальні гнучкі шланги вибирають відповідно з умовним проходом пневмодвигунів. У гнучких шлангах швидкість руху повітря досягає 30 м/с, втрати тиску - 0,5 МПа при довжині шланга до 70 м.

Допустимі втрати тиску в магістральних трубопроводах не перевищують 0,25 МПа. Рекомендована швидкість руху повітря складає 10...20 м/с. За допустимою швидкістю і витратою повітря можна визначити площу перерізу трубопроводу:

$$f = \frac{Q p_A}{p_k [V]}, \quad (7.19)$$

де Q - необхідна витрата повітря; p_k , p_A - тиск повітря відповідно в кінці трубопроводу і атмосферний; $[V]$ - допустима швидкість повітря в трубі.

Втрати тиску на ділянці трубопроводу можна розрахувати за формулою (7.13) або за відомою масовою витратою повітря

$$\Delta p = 0,017 \frac{L_e Q_M^2}{\rho d^{5,33}}, \quad (7.20)$$

де Q_M - витрата повітря, кг/с.

Розрахунок повітропроводів починають від найвіддаленішої групи приймачів. Визначають втрати тиску на ділянці трубопроводу до вузла, втрати в інших відгалуженнях розраховувати немає потреби. Потім визначають сумарну втрату в розгалуженнях, ділянку до наступного вузла розраховують на сумарну втрату тиску у вузлі. Сумарні втрати тиску в трубопроводах для найвіддаленішого споживача не повинні перевищувати 0,25...0,3 МПа. Якщо сумарні втрати тиску більші, необхідно збільшувати діаметр труб.

Повітропроводи при тисках нижчих за 1 МПа і діаметрах менших за 0,1 м монтують із сталевих зварних труб; при тисках до 10 МПа і діаметрах понад

0,1 м – з сталевих безшовних труб. Магістральний трубопровід монтують з ухилом до 0,02 і в нижніх точках встановлюють водозбірники.

7.3. ПНЕВМАТИЧНІ ДВИГУНИ

Пневматичні двигуни мають аналогічну з гідродвигунами класифікацію і конструктивний склад і поділяються на пневматичні мотори, пневмоциліндри, пневматичні двигуни ударної дії і пневмокамери.

Залежно від способу розміщення сенсорних елементів (датчиків переміщення вихідної ланки) виконавчі пристрої механотронних модулів руху (ММР), якими є пневмодвигуни поступального та обертального руху, можна об'єднати у такі групи:

- пневмодвигуни з перенастроюваними навісними датчиками;
- пневмодвигуни з перенастроюваними вбудованими датчиками;
- пневмодвигуни з навісними стаціонарними датчиками;
- пневмодвигуни з вбудованими стаціонарними датчиками;
- пневмодвигуни із зовнішніми датчиками.

Пневмодвигуни з поступальним рухом вихідної ланки поділяють на поршневі, мембранні, сильфонні, камерні та шлангові.

Пневмодвигуни з обертальним рухом вихідної ланки поділяють на неповноповоротні (напівобертові та неповнообертові), тобто, з обмеженим кутом повороту вихідної ланки і на повноповоротні, а саме з необмеженим обертальним рухом вихідної ланки.

Розрізняють двохопозиційні та багатопозиційні пневмодвигуни.

Найбільшого поширення отримали **поршневі пневмодвигуни**, які називають також **пневмоциліндрами**. У поперечному перерізі корпусні деталі пневмоциліндрів (гільзи) можуть мати круглу, квадратну або прямокутну форму зовнішньої твірної. У пневмоциліндрах відбувається перетворення потенційної енергії стисненого повітря у кінетичну енергію, тобто в енергію руху поршня. Розрізняють пневмоциліндри однієї та двохбічної дії.

У **пневмоциліндрах однієї дії** тиск повітря діє на поршень тільки в одному напрямку, у інший бік поршень зі штоком пересувається під дією зовнішніх сил або вбудованої зворотної пружини.

Розвинуте циліндрами зусилля в ньютонках (Н) визначається за наступною формулою

$$F = p_m \cdot \frac{\pi D^2}{4} - F_{тр} - F_{пр}, \quad (7.21)$$

де p_m – тиск у магістралі, Н/м² (1 МПа = 10⁶ Н/м²); D – діаметр поршня, м; $F_{тр}$ – сила тертя в ущільненнях, Н (приймається у межах 10% від розвинутого зусилля); $F_{пр}$ – зусилля, створюване пружиною у кінці ходу, Н (складає 10% від розвинутого зусилля).

Пневмоприводи зі зворотною пружиною звичайно використовують для реалізації невеликих переміщень вихідної ланки – $(0,8 \dots 0,5)D$, де D – діаметр циліндра. Це пояснюється тим, що вбудована пружина, стискаючись, значно знижує корисне зусилля, яке розвиває поршень.

У пневмоциліндрах двобічної дії пересування поршня зі штоком під дією стисненого повітря відбувається у двох протилежних напрямках, тобто за прямого та зворотного ходів. Вони виготовляються з ходом поршня від декількох міліметрів до декількох метрів. Діаметри та ходи поршнів стандартних циліндрів лімітують розмірами стандартних рядів за стандартами ГОСТ 6540-68, DIN ISO 6431, ISO 6432, ISO 21287 та VDMA 24562 (VDMA – Спілка німецьких машинобудівних підприємств; DIN – Німецький інститут стандартизації). Зусилля на штоці цих пневмоциліндрів (зусилля втягування у Н) при подачі повітря до штокової порожнини менше, ніж при живленні поршневої порожнини (на величину другого доданку) і може бути розраховане за допомогою виразу

$$F_{вт} = p_m \cdot \frac{\pi D^2}{4} - p_m \cdot \frac{\pi d_{ш}^2}{4} - F_{тр}, \quad (7.22)$$

де $d_{ш}$ – діаметр штоку, м.

7.3.1. ПНЕВМОДВИГУНИ З ПЕРЕНАСТРОЮВАНИМИ ДАТЧИКАМИ

Відмінністю групи пневмодвигунів з перенастроюваними навісними датчиками є відсутність необхідності здійснювати будь-які зміни у конструкції, пов'язані зі встановленням датчиків. До неї входять круглі пневмоциліндри (рис. 7.3), пневмоциліндри зі стяжними шпильками та поздовжніми ребрами на зовнішній твірній круглого корпусу (гільзи), що забезпечують поступальне лінійне переміщення вихідної ланки (штоку), а також неповноповоротні (напівобертові) пневмодвигуни з обертальним рухом вихідного валу (рис. 7.4).

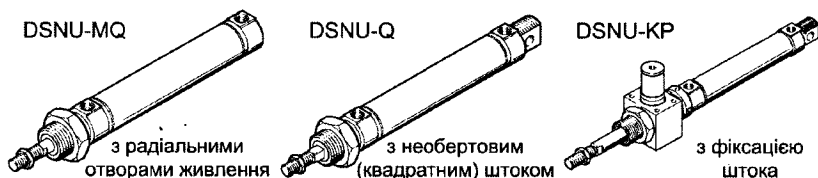
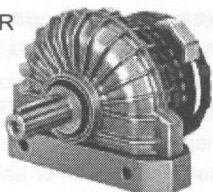


Рис. 7.3. Круглі пневмоциліндри типу DSNU

DSR



DSRL

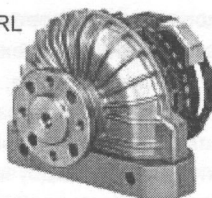


Рис. 7.4. Напівобертові пневмодвигуни типу DSR/DSRL

Датчики монтується на циліндрах за допомогою спеціальних монтажних комплектів, тому конструкція циліндрів не змінюється, що при використанні стандартних циліндрів дуже важливо.

Недоліком навісного способу монтажу датчиків на стандартні пневмоциліндри є доступність датчиків для несанкціонованого зовнішнього впливу, що може спричинити їх механічне пошкодження або зсув відносно встановлюваних поверхонь, який приводить до зміни розмірів, що налаштовуються, та перешкод у роботі технологічної системи.

На відміну від пневмодвигунів з перенастроюваними навісними датчиками, у пневмодвигунів з вбудованими датчиками конструктивне виконання гільзи (корпусу) і кришок передбачає наявність спеціальних конструктивних елементів (профільних пазів, отворів, приливів, ребер тощо), адаптованих за формою та розмірами до конкретного типу датчика та тих, що є невід'ємною частиною вказаних деталей циліндра. Відсутність спеціальних монтажних наборів та елементів суттєво знижує масо-габаритні параметри, вартість, покращує дизайн циліндрів. Розміщення датчиків, як правило, у напівзакритих ложементів, підвищує ступінь їх захищеності від несанкціонованого зовнішнього механічного впливу, спрощує налаштування та переналаштування на потрібні параметри спрацювання.

У подану групу входять довгоходові та короткоходові циліндри з квадратним і прямокутним перерізом корпусу, плоскі циліндри, обертові циліндри, неповноповоротні (неповнообертові) пневмодвигуни, а також безштокові циліндри та комбіновані модулі з обертально-поступальним рухом штоку.

7.3.2. ПНЕВМОДВИГУНИ ЗІ СТАЦІОНАРНИМИ ДАТЧИКАМИ

Характерна особливість пневмодвигунів зі стаціонарними навісними датчиками полягає у наявності спеціальних конструктивних елементів, які забезпечують кінематичний (механічний) зв'язок вихідної ланки (валу, штоку) зі стаціонарно закріпленими безпосередньо на них датчиками положення (кутового або лінійного). Застосовані датчики виконують контроль положення вихідної ланки в усьому діапазоні робочих ходів конкретного типу пневмодвигуна. До їх числа відносяться чверть-обертові пневмодвигуни

запірно-регулювальної арматури типу Corag DRD/DRE. Вони оптимально пристосовані для використання у системах питного і технічного водопостачання, очищення стічних та промислових вод, дозування сипких матеріалів і продуктів (рис. 7.5, а).

До числа пневмодвигунів зі вбудованими датчиками безперервної дії входять штокові, безштокові і неповноповоротні пневмодвигуни (рис. 7.5, б), основу яких складають стандартні конструктивні рішення, що характеризуються вбудованими переналаштовуваними магнітокеруваними датчиками.

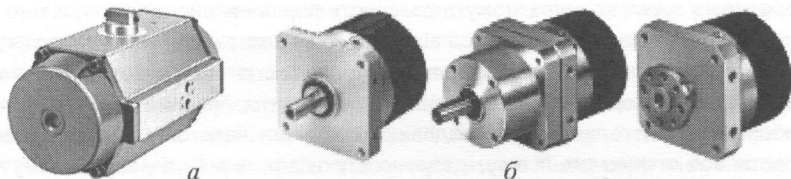


Рис. 7.5. Пневмодвигуни типу DRD/DRE (а) і DSM (б)

Присутність у складі пневмодвигунів вбудованих датчиків безперервної дії, виконуючих функції датчиків зворотного зв'язку та працюючих в усьому діапазоні величин пересування вихідної ланки, дозволяє ефективно їх застосовувати для створення слідкувальних механотронних модулів руху.

7.3.3. ШЛАНГОВІ ПНЕВМОДВИГУНИ

Шлангові пневмодвигуни або пневматичні м'язи є однобічними пневмоприводами, здатними виконувати функції пневматичної пружини (мембранна система, що скорочується, тобто шланг, який скорочується під тиском). Основна ідея полягає в комбінуванні гнучкого шланга, непроникного для газу та вологи, і вбудованих складових жорстких волокон ромбовидної форми (структури волокон), що створює тривимірну ґратчасту структуру. В якості приводу вона може працювати з використанням стисливої чи нестисливої рідини, такої як дистильована вода. Як і у випадку з іншими елементами, що піддаються напруженню, принцип конструкції характеризується тим, що елемент сприймає тільки нормальне напруження, рівномірно розподілене по всій площі перерізу. Це полегшує конструювання привода, що має високу навантажувальну здатність при мінімумі використовуваного матеріалу. Конструкцію об'єкта напруження, в основному, легше проектувати, ніж об'єкта тиску або вигину, оскільки відсутній ризик втрати стійкості. Для цього є високоміцні волокна, які зазвичай не використовуються в пневматичних системах.

У пневмом'язі ці характеристики були повністю втілені в стандартний виріб. Комбінація подачі стисненого повітря, гнучкого покриття для максимальної сили напруження, середовища наповнення (повітря, інші гази, рідини) і навколишнього середовища (в основному атмосферне повітря)

формують конструкцію системи. Показані на рис. 7.6, а шлангові пневмодвигуни типу MAS складаються з центрального пружного шлангового елемента та двох кінцевих приєднувальних елементів. Пружний шланговий елемент представляє собою гумову оболонку, армовану високоміцними волокнами, утворюючими трьохмірну сітчасту структуру з ромбовидним рисунком. Відношення його сили до маси приблизно 400:1. Можна отримати робочий хід приблизно до 25% від номінальної довжини. На початковому етапі переміщення, прискорення дуже високі та підхід до потрібної позиції точний. Розвинуте шланговими пневмодвигунами тягуче зусилля у 10 разів перевищує зусилля, котре можуть розвивати поршневі пневмодвигуни того ж діаметра. Вони характеризуються відсутністю рухомих механічних частин, що потребують спеціальних напрямних, плавністю спрацьовування та рівномірністю пересування на малих швидкостях, повним роз'єднанням робочого та навколишнього середовищ, тобто стисненого та атмосферного повітря або оточуючого їх газу, ідеально відповідають роботі у запиленому та забрудненому промисловому середовищі, мають міцну конструкцію і добру динаміку. На відміну від м'яза, «жорсткий» пневматичний циліндр розвиває однакове зусилля впродовж всього робочого ходу, через що і вимагається демпфування поршня наприкінці ходу, щоб його швидкість не знижувалася при ударі по упору.

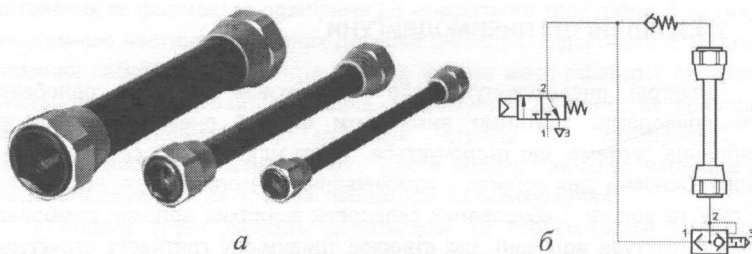


Рис. 7.6. Шлангові пневмодвигуни типу MAS (пневмом'язи): зовнішній вигляд (а), схема підключення (б)

Важливим фактором оцінювання застосування пневматичних м'язів є види їх навантаження:

- піднімання вантажу з поверхні (ненавантажене з'єднання можливе тільки тоді, коли вантаж знаходиться на твердій поверхні в стані спокою, тому м'яз не розтягується і не стискається);
- піднімання або опускання вільно підвішеного вантажу (при відсутності тиску вільно підвішене навантаження призводить до подовження м'яза, що створює його максимальне зусилля з оптимальною динамікою і з мінімальним споживанням повітря);

- поглинання руху при постійному об'ємі або постійному тиску (при прикладанні зовнішньої сили м'яз працює як пружина, зусилля якої та її постійну можна змінювати, отримуючи різні характеристики).

У кожному випадку повинна дотримуватися допустима зовнішня температура. Не рекомендується тривале використання стандартного матеріалу при температурі вище $+60^{\circ}\text{C}$, так як це призводитимете до передчасного старіння гумового еластичного матеріалу. Однак, пневматичний м'яз може короткочасно (декілька секунд) працювати при температурі вище $+60^{\circ}\text{C}$.

У випадку динамічного використання пневматичний м'яз може працювати при температурах нижче $+5^{\circ}\text{C}$, так як він нагрівається після декількох циклів роботи, коли в нього подається і випускається стиснене повітря. Однак, якщо пневматичний м'яз піддається статичному навантаженню, то через вимоги більшої кількості енергії для розширення більш жорсткої мембрани, будуть досягнуті сили меншої величини, ніж сили, в межах рекомендованого діапазону температур. Суміш з гуми і еластомеру може бути змінена виробником у виключний випадках, якщо мова йде про застосування пневматичного м'яза при температурах нижче $+5^{\circ}\text{C}$ або вище $+60^{\circ}\text{C}$. Однак, це також може змінити інші характеристики пневмом'яза, такі як опір матеріалу.

Переваги пневмом'язів перед поршневыми циліндрами:

- при однаковому діаметрі значно вище (початкове) максимальне зусилля та значно менше відношення маси до цього зусилля;
- можливість операцій з високою динамікою, високе прискорення; непроникний, герметично ущільнений;
- відмінний опір навколишньому середовищу;
- можливість зменшення ціни в залежності від порівняних продуктів; легкість виготовлення приводу будь-якої довжини;
- легке позиціонування за допомогою регулювання тиску, а також можливість отримувати проміжні позиції;
- знижене споживання стисненого повітря у багатьох випадках застосування та рівномірний рух під навантаженням;
- може працювати на повітрі та воді; не потребує змащення;
- придатний для використання в чистих приміщеннях і при забрудненому навколишньому середовищі; тихе позиціонування.

Недоліки пневмом'язів перед поршневыми циліндрами:

- значно більша загальна довжина для забезпечення необхідного ходу та максимальне зусилля зводиться до нуля в залежності від ходу, однак, це також може бути перевагою (при застосуванні);
- неможливо напрямок навантаження; якщо існує така необхідність, то потрібні додаткові витрати на напрямні; сили тиску не направляються та неможлива функція двосторонньої дії;

- старіння гумового матеріалу; довговічність залежить від ступеня переміщення і робочої температури;
- уразливий для гострокутних зовнішніх деталей і зварювальних бризок; за необхідності може бути нанесено захисне покриття;
- ризик формування аневризмів і тріщин при перевантаженні, тому відсутній захист від перевантаження.

Максимальна робоча частота залежить від декількох параметрів: необхідний хід; переміщення пневмом'яза; навантаження, тиск, температура, використовувані розподільники та блоки підготовки повітря; спосіб застосування (демпфування навантаження, обмежувачі ходу, механічні пружини зворотного ходу тощо).

При правильній конфігурації пневмом'яза його робоча частота становить 3 Гц, що не погіршує його довговічності. Для досягнення якісних характеристик при циклічній роботі під великим навантаженням пневмом'яз повинен бути спроектований так, щоб, по-перше, його ступінь стиснення не перевищувала 10%, а по-друге, для швидкої циркуляції повітря він повинен бути забезпечений отворами підведення і відведення повітря з обох кінців. Інакше в результаті постійного тиску і об'єму повітря всередині пневмом'язу буде перегріватися.

Приклади практичного застосування шлангових пневматичних двигунів (пневматичних м'язів) типу MAS у складі технологічного промислового обладнання різного призначення показані на рис. 7.7.

Високі динамічні та енергетичні характеристики шлангових пневмодвигунів розкривають можливість їх ефективного застосування на операціях штампування (рис. 7.7, а) для повороту ексцентриків, пересуваючи плиту штампу з пуансоном. Закрите виконання робочих порожнин шлангових пневмодвигунів дозволяє уникнути витоків повітря до навколишнього середовища, обумовлює їх ефективне застосування у виробництві хлібобулочних виробів, наприклад, для формування тіста, що надходить до пічок для випікання (рис. 7.7, б). Реалізація маятникової подачі різального інструменту (фрези, абразивного диску) при мірному різанні пластикового профілю є ідеальним прикладом використання особливостей шлангових пневмодвигунів (рис. 7.7, в), які забезпечують швидке врізання та повільне пересування інструменту в кінці ходу, гарантуючи високу якість поверхні порізу (без задирок). Застосування шлангового пневмодвигуна у складі фрикційної гальмівної муфти намотувальних верстатів (рис. 7.7, г) забезпечує досягнення рівномірної та плавно змінюваної швидкості обертання котушки. Відсутність зовнішніх рухомих з'єднань у конструкції шлангових пневмодвигунів обумовлює їх дуже ефективне застосування в умовах, що характеризуються високим вмістом абразивного пилю, наприклад, у складі дробильних автоматичних установок (грохотів) (рис. 7.7, д), де вони забезпечують плавне відкривання та закривання дозуючої заслінки для

видачі потрібної кількості гранул відповідно до технологічної швидкості дроблення (подрібнення).

Використання шлангових пневмодвигунів у намотувальних верстатах, які застосовуються у текстильній та целюлозно-паперовій промисловості (рис. 7.7, е), забезпечує високу якість намотування без зсуву країв намотуваного на котушку стрічкового матеріалу. Завдяки високій швидкості спрацьовування шлангові пневмодвигуни дуже ефективні при виконанні задач, пов'язаних із сортуванням та зулинкою об'єктів транспортування (рис. 7.7, ж).

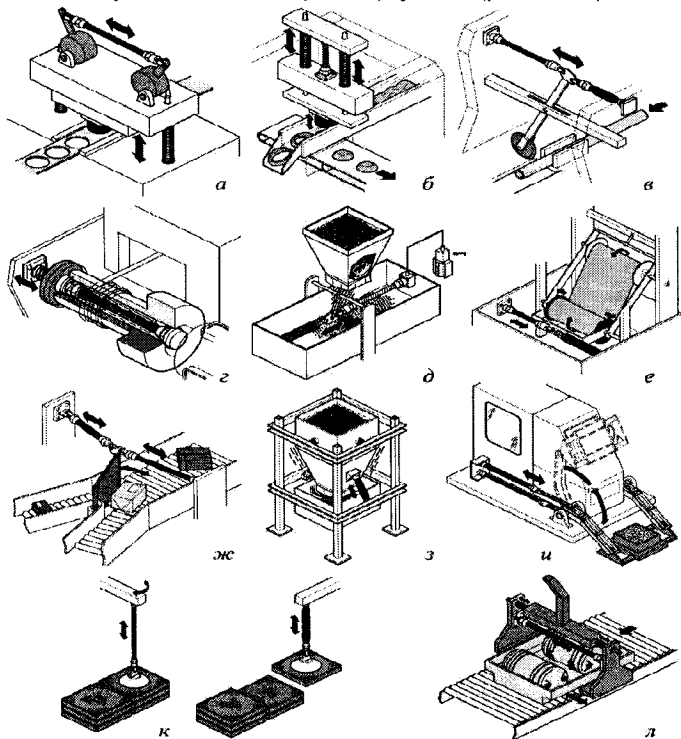


Рис. 7.7. Приклади застосування шлангових пневмодвигунів (пневматичних м'язів)

Застосування у складі дозаторів шлангових пневмодвигунів у якості вібраторів, що забезпечують робочу частоту коливань 10...90 Гц, що передається верстатам бункерів і напрямним воронкам, гарантує надійну видачу таких матеріалів (рис. 7.7, з). Завдяки здатності подовжуватися та вигинатися, шлангові пневмодвигуни забезпечують отримання кутових переміщень завантажувальних модулів автоматичних м'яючих машин, що мають поворот платформи з ємністю для деталей на 120° (рис. 7.7, и). Мала вага і великі зусилля забезпечують високу ефективність використання

шлангових пневмодвигунів у складі захоплювальних органів промислових роботів (рис. 7.7, л). Шлангові пневмодвигуни великої довжини (до 9 метрів) розширюють зону обслуговування маніпуляторів, що використовуються для перенесення та стопування плиткового матеріалу, коліс автотранспорту, залізничного транспорту та інших аналогічних за формою об'єктів, утримуваних, наприклад, за допомогою вакуумних схоплювачів (присосків) (рис. 7.7, к).

7.3.4. РОЗРАХУНКОВІ ПАРАМЕТРИ ПНЕВМОДВИГУНІВ

Шестеренний пневмодвигун має конструкцію подібну до гідравлічного (рис. 7.8). Дві шестірні, що знаходяться в зачепленні, встановлені з невеликим зазором у корпусі. В зоні виходу зуб'їв із зачеплення стиснене повітря з надлишковим тиском Δp , діє на бокові поверхні bh зуб'їв, які знаходяться на межі зони вихлопу, і зуб'їв, що знаходяться в зачепленні. В момент вихлопу на іншу бокову поверхню зуба, що знаходиться на межі зони вихлопу, діє реактивна сила $F_p = \Delta(\rho VQ)$. Рівнодіюча цих сил визначає крутний момент двигуна

$$M = \eta \gamma_{сер} [\Delta p b h (2 - K_1) - K_2 \Delta(\rho VQ)], \quad (7.23)$$

де η - враховує механічні втрати енергії в двигуні; K_1 - враховує неповноту перекриття зуб'їв в зачепленні; K_2 - частина реактивної сили, яка діє на бокову поверхню зуба.

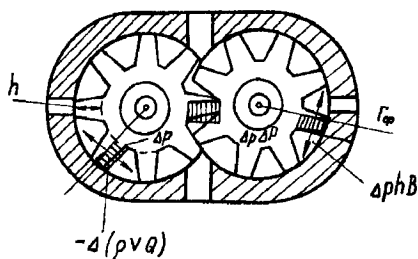


Рис. 7.8. Схема шестеренного пневмонасосу

Шестеренні двигуни мають високий момент інерції обертових частин і рекомендується в механізмах з нерівномірним навантаженням, рідкими реверсами і пусками; косозубі - в реверсивних приводах; шевронні - в нереверсивних.

Пластинчастий пневмодвигун (рис. 7.9) складається з ротора 3, розташованого ексцентрично в циліндричному корпусі 1 з зазорами 2. В роторі виконані радіальні пази, в яких вільно переміщуються пластини, що притискаються пружинами і тиском стисненого повітря до циліндричної

поверхні корпусу. На пластині з боку високого тиску діє перепад тиску, створений крутильним моментом.

Пластинчасті пневмодвигуни працюють з частковим розширення повітря, вони мають порівняно невеликий момент інерції ротора, просту конструкцію. Щоб зменшити можливість заклинювання пластин, їх нахиляють в бік обертання. Пластинчасті пневмодвигуни використовують в нереверсивних механізмах невеликої потужності, наприклад в приводах обертачів механізованого інструменту потужністю до 5 кВт.

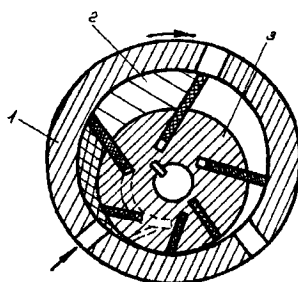


Рис. 7.9. Схема пластинчастого пневмонасоса

Поршневі пневмодвигуни гірничих машин виконують з радіальним розміщенням циліндрів і кривошипно-шатунним механізмом перетворення руху. Вони мають малий момент інерції і високий пусковий момент. Їх використовують у реверсивних приводах з частими і важкими пусками та реверсами, наприклад у лебідках, навантажувальних машинах. Діапазон потужностей від 3 до 15 кВт. До недоліків поршневих пневмодвигунів можна віднести порівняно великі габарити, відносну складність конструкції і підвищену витрату повітря (до $1,1 \dots 1,2 \text{ м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{хв})$).

На рис. 7.10 наведено схему чотирициліндрового пневмодвигуна. Поршні через шатуни зв'язані з кривошипом 1, який обертає вал і розподільник 2. Розподільник відкриває по черзі впускні вікна циліндрів, поршні яких досягли верхньої мертвої точки. Повітря надходить у циліндр протягом половини робочого ходу поршня, другу половину робочого ходу поршень здійснює внаслідок розширення повітря в циліндрі. Реверс двигуна здійснюється реверсивним краном, який змінює напрямок потоку в каналах золотника.

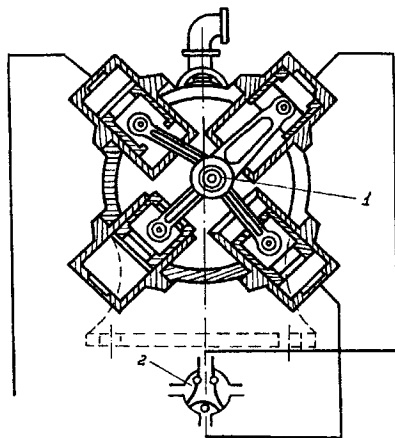


Рис. 7.10. Схема чотирициліндрового пневмодвигуна

Турбінні пневматичні двигуни використовують кінетичну енергію потоку стисненого повітря, яке розширюється в нерухомому соплі, де потенційна енергія стисненого повітря переходить в кінетичну енергію потоку, спрямованого на грати

турбінного колеса. На лопатках турбін потік розвертається. Внаслідок зміни кількостей руху потоку на колесі виникає обертальний момент

$$M = \Delta(\rho VQ)r_{\text{сєрл}}. \quad (7.24)$$

Турбіни поділяють на активні і реактивні. В активних турбінах швидкості потоку на вході і виходу турбінного колеса однакові. В реактивних турбінах на колесі повітря продовжує розширюватись, що збільшує приріст кількості руху і момент на турбіні. У гірничій промисловості користуються тільки турбінами активного типу в автономних швидкохідних малопотужних механізмах, наприклад у вентиляторах

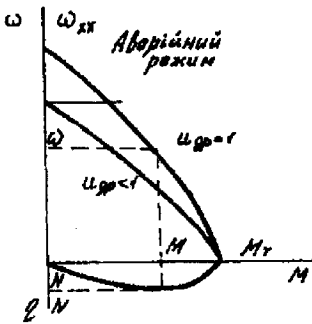


Рис. 7.11. Характеристика пневмодвигуна

місцевого провітрювання і водовідливних насосах невеликої потужності.

Робочі характеристики пневмодвигунів зображуються механічною характеристикою (рис. 7.11). Графік показує зв'язок між моментом гальмування M_T і кутовою швидкістю холостого ходу $\omega_{хх}$. Момент гальмування визначається тиском на виході мотору, а швидкість холостого ходу - витратою повітря. При зменшенні навантаження на валу відбувається розширення повітря на вході і збільшується об'ємна витрата повітря і кутова швидкість. Номінальним режимом роботи пневмодвигуна вважається режим роботи при навантаженні, що дорівнює 60% моменту гальмування, кутова швидкість при цьому становить 55-60% кутової швидкості холостого ходу. Режим холостого ходу для пневмодвигунів є аварійним, тому при малих навантаженнях дроселюють потік повітря перед двигуном так, щоб максимальна кутова швидкість не перевищувала 1,25% номінальної швидкості двигуна.

Робочий процес пневмодвигунів наочно зображується індикаторною діаграмою, побудованою в координатах "тиск p " і "об'єм робочої камери V "

(рис. 7.12). Ділянка 1-2 відповідає процесу наповнення робочої камери, ділянка 2-3 - процесу розширення повітря в робочій камері, ділянки 2-4, 3-4 - вихлопу машин, які працюють без розширення або з частковим розширенням, ділянка 4-5 - холостому

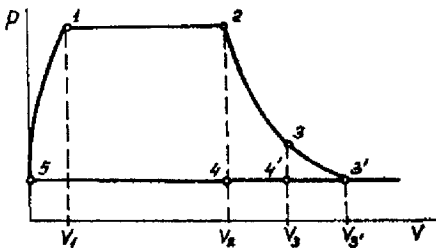


Рис. 7.12. Індикаторна діаграма пневмодвигуна

ходу камери, ділянка 5-1 - процесу заповнення мертвого об'єму робочої камери. Площа, обмежена діаграмою 1-2-3-4-5, відповідає зовнішній роботі, що виконує одна робоча камера за цикл. Об'єм мертвого простору робочої камери дорівнює V_1 . Об'єм робочої камери в момент відсікання потоку повітря дорівнює V_2 , максимальний об'єм - V_3 .

Якщо двигун працює без розширення повітря, максимальний об'єм дорівнює V_2 .

Потужність на валу в машинах, що працюють без розширення повітря

$$N_1 = (p_1 - p_4)(V_2 - V_1)z \frac{\omega}{2\pi} \eta, \quad (7.25)$$

і в машинах, що працюють з розширенням повітря,

$$N_2 = \left[(p_1 - p_4)(V_2 - V_1) + \frac{p_2 V_2 - p_3 V_3}{m-1} \right] z \frac{\omega}{2\pi} \eta, \quad (7.26)$$

де z - кількість робочих камер (наприклад, у шестеренного двигуна це загальне число западин на двох колесах, у пластинчастого - кількість проміжків між парами пластин, у поршневого - кількість циліндрів); ω - кутова швидкість валу.

Середній момент на валу пневмодвигуна

$$Q_{сер} = \frac{T}{\omega}. \quad (7.27)$$

Витрата стисненого повітря, зведеного до нормальних умов,

$$Q = V_2 \frac{T_2 p_2}{T_A p_A} z \frac{\omega}{2\pi}, \quad (7.28)$$

де T_2 - температура стисненого повітря в камері в момент відсікання подачі; p_A і T_A - відповідно атмосферний тиск і температура.

Витрата повітря залежить від великої кількості факторів, тому в інженерних розрахунках вважають, що витрата повітря становить 1...1,5 м³/(хв·кВт) залежно від типу двигуна і його зношення.

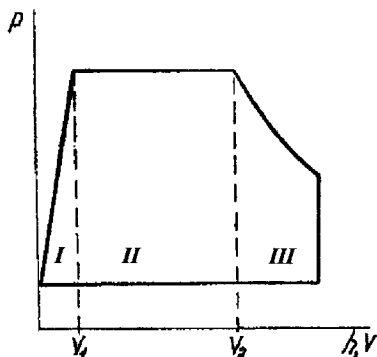


Рис. 7.13. Діаграма робочого процесу пневмоциліндра

Робота стисненого повітря з розширенням дозволяє збільшити його енерговіддачу, але призводить до значного зниження температури повітря на вихлопі і конденсації вологи у вигляді кристалів льоду, тому ступінь розширення повітря не перевищує 2.

Робочий процес пневмоциліндра показано на рис. 7.13. Повний цикл складається з процесу заповнення мертвого простору - етап

I, робочого ходу - II і вихлопу - III. Холостий хід у циліндрів односторонньої дії відбувається під дією зовнішнього навантаження, у циліндрів двосторонньої дії - за рахунок реверсу потоку повітря.

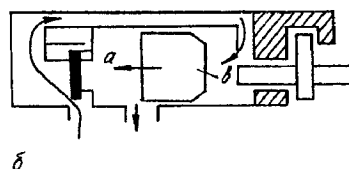
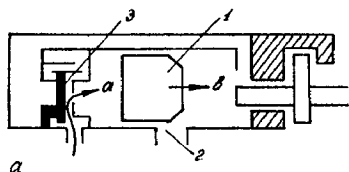


Рис. 7.14. Схема роботи ударного пневмодвигуна

Сила на штоці циліндра визначає тиск повітря в циліндрі:

$$p = \frac{F_{ш}}{f\eta_M}, \quad (7.29)$$

де η_M - механічний ККД циліндра; $F_{ш}$ - навантаження на штоці; f - робоча площа поршня.

Витрата повітря за цикл

$$V = V_2 \frac{p_2 T_2}{p_A T_A}, \quad (7.30)$$

де V_2 - об'єм циліндра в момент відсікання потоку повітря; p_2 - тиск в циліндрі під час відсікання; T_2 - температура повітря в циліндрі під час відсікання; p_A, T_A - відповідно тиск і температура атмосферного повітря.

Пневматичні циліндри використовуються в механізмах, де потрібні швидкі переміщення при порівняно невеликих робочих зусиллях.

Пневмодвигун ударної дії складається з циліндра і поршня, який наприкінці робочого ходу наносить удар по хвостовику інструмента. Стиснене повітря розганяє поршень до швидкості 5...8 м/с і до цього моменту відкриває вихлопний отвір, після цього рухається за інерцією до удару по інструменту. За час руху поршня за інерцією відбувається перемикання розподільника і реверс потоку повітря. На рис. 7.14 показано конструкцію ударного пневмодвигуна з розподільним клапаном.

Пуск двигуна виконують краном. У положенні показаному на рис. 7.14, а, поршень 1 робить робочий хід, стиснене повітря прямує у камеру а. Після того, як задня кромка поршня відкриє вихлопний отвір 2, в камері а тиск швидко падатиме, а в камері б почне підвищуватись. Під дією перепаду тиску розподільник 3 переміститься в переднє положення і відкриє шлях стисненому повітрю в камеру - починається холостий хід (рис. 7.14, б).

У безклапанних конструкціях напрямок потоку повітря визначається положенням поршня. При середньому положенні поршня обидві камери перекриті і двигун запустити не можна.

Ударні пневмодвигуни використовуються у відбійних молотках і бурових машинах. Основними характеристиками ударного пневмодвигуна є енергія удару

$$A_{yo} = \frac{mV_{yo}^2}{2} = \int_0^L [f_A(p_A - p_B) - F_{TP}] dL \quad (7.31)$$

і частота ударів

$$n = 1/t_{ц}, \quad (7.32)$$

де m - маса бойка; V_{yo} - швидкість під час удару; $t_{ц}$ - час циклу двигуна; L - довжина ходу бойка.

Добуток енергії удару на частоту ударів називають ударною потужністю двигуна :

$$N_{yo} = A_{yo}n. \quad (7.33)$$

Ударні пневмодигуни мають енергію удару до 150 Н·м, частоту ударів - до 50 1/с і ударну потужність до 7 кВт, витрату стисненого повітря до 1,2...1,5 м³/(кВт·хв).

7.4. АПАРАТУРА ПНЕВМОПРИВОДА

Основними пристроями регулювання пневмоприводами є напрямні апарати, дроселі, зворотні клапани і пневмопідсилювачі потужності.

Зворотні клапани мають запірний елемент у вигляді мембрани і служать для пропускання повітря в одному напрямку. Вони використовуються в системі повітророзподілу компресорів і встановлюються перед повітрозбирачами.

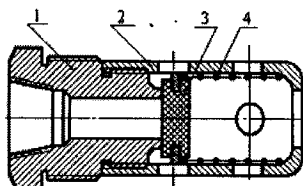


Рис. 7.15. Зворотний клапан

Зворотний клапан, представлений на рис. 7.15, складається з корпусу 1, трубки з отворами 2, пластинчастого клапана 3 і пружини 4. Цей клапан встановлюється всередині балонів із стисненим повітрям або газом. Можливість накопичення у ньому конденсату та замерзання клапана виключені, тому що конденсат стікає в

повітряний балон.

Зливні крани призначені для періодичного зливу конденсату з усіх балонів та оливо вологовіддільників. Випуск конденсату здійснюється нахилом клапана 3 за допомогою кільця 5 (рис. 7.16). Пружина 2 притискає клапан до сідла 4 в нормальному стані. За допомогою штуцера 1 кран встановлюється в балон.

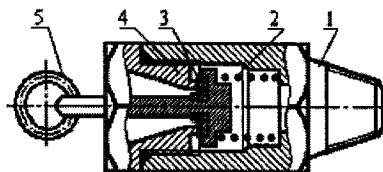


Рис. 7.16 – Зливний клапан

Оливовологовіддільник (рис. 7.17) встановлюється перед балонами і призначений для очищення стисненого повітря, що надходить з компресора

від оливи і вологи. Олива надає шкідливу дію на гумові деталі пневматичної системи, а пари води, конденсуючись у вузлах системи при негативних температурах замерзають, що призводить до порушення роботи основних елементів пневматичної системи.

У корпусі 1 оливовологовіддільника (рис. 7.17) встановлений зворотний клапан 2, що притиснутий до гнізда пружиною 3. Зверху корпус закритий пробкою 4. Для ущільнення корпуса і стакана 7 встановлено гумове кільце 8 (ущільнення відбувається при затягуванні конусного наконечника

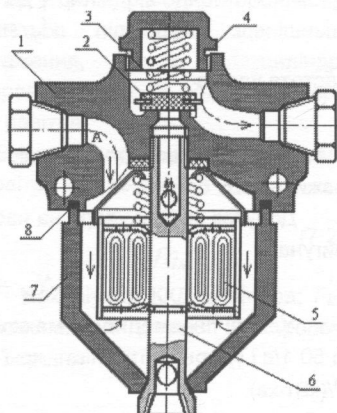


Рис. 7.17 - Оливовологовіддільник

стяжного стрижня 6). Повітря з компресора надходить в отвір А, проходить через латунну сітку елемента 5, відділяючись від оливи і вологи, надходить в отвір стержня, і, притискаючи зворотний клапан, виходить в трубопровід з балоном. Олива і волога, залишилися на сітці стікають в стакан 7. Для випуску конденсату в нижній частині стакана встановлюють зливний кран.

Регулятор тиску призначений для автоматичної підтримки необхідного тиску повітря в пневматичній системі. Він обмежує мінімальний і максимальний межі тиску в пневматичній системі шляхом подачі стисненого повітря в розвантажувальний пристрій компресора або видалення з нього, забезпечуючи при цьому ввімкнення або виключення подачі повітря компресором в систему.

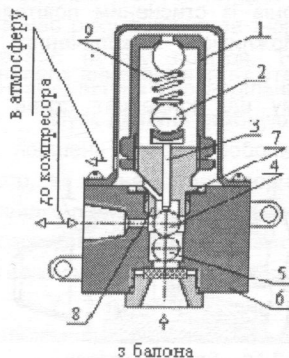


Рис. 7.18. Регулятор тиску

Регулятор тиску з кульковим клапаном АР-10 представлений на рис. 7.18. У корпусі 6 розміщені два кулькових клапана 4 та 5, які діють на стержень 3, пов'язаний з регулювальною пружиною 9 через кульку 2. При тиску в пневматичній системі нижче максимального, пружина 9 утримує впускний клапан 5 в притиснутому стані до гнізда в корпусі 6 і порожнину розвантажувального пристрою компресора з'єднує з атмосферою. Якщо тиск в системі перевищить максимальну, то під дією сили тиску впускний клапан 5 відкріє отвір і одночасно впускний

клапан 4 перекриє впускний отвір гнізда 8. У цьому положенні зв'язок порожнини розвантажувального пристрою компресора з атмосферою

переривається. Стиснене повітря проходить через впускний клапан 5 надходить у розвантажувальний пристрій компресора.

Верхню межу тиску регулюють ковпаком 1 (змінюючи натяг пружини 9). Різниця тисків, при якій вмикається або вимикається розвантажувальний пристрій, встановлюється зміною кількості прокладок 7 під корпус 6 випускного клапана. При знятті прокладок різниця тисків збільшується, при додаванні – зменшується.

Запобіжний клапан призначений для захисту пневматичної системи від надмірного підвищення тиску повітря в разі несправності автоматичного регулятора тиску. Він встановлюється на одному з повітряних балонів.

У корпус 2 клапана (рис. 7.19) з одного кінця вкручується штуцер 1 з гніздом для клапана 3, а з іншого – регулювальний гвинт 6. Сталева кулька притискається до гнізда через шток 7 зусиллям пружини 4. Пружина відрегульована на граничний тиск (9...9,5) кг/см², при якому повітря відтискає кульку від гнізда і виходить в атмосферу. Клапан регулюють гвинтом 6 і стопорять контргайкою 5.

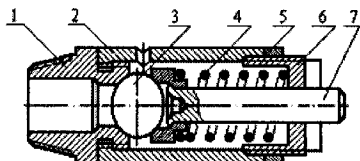


Рис. 7.19. Запобіжний клапан

Як напрямні апарати широко використовуються **крани** та **плоскі золотники** з плаваючими втулками (рис. 7.20). Направні апарати в приводах односторонньої дії виконують за дво- або трилінійною та

двопозиційною схемою, а в приводах реверсивних - за чотирилінійною схемою. Використовуються і багатопозиційні розподільники.

У пневморозподільнику В63-1 з двостороннім пневмокеруванням розподільним елементом є плоский золотник 5, який притискається до дзеркала плити 1 пружиною 6 і тиском повітря живлення, що підводиться через канал 12 плити в порожнину 7 корпусу 2. У плиті розміщені також виходи 13 і 14 розподільника і канал 11 зв'язку з атмосферою. Кожен із них має вихід на зеркало плити у вигляді просвердлених отворів. На рисунку

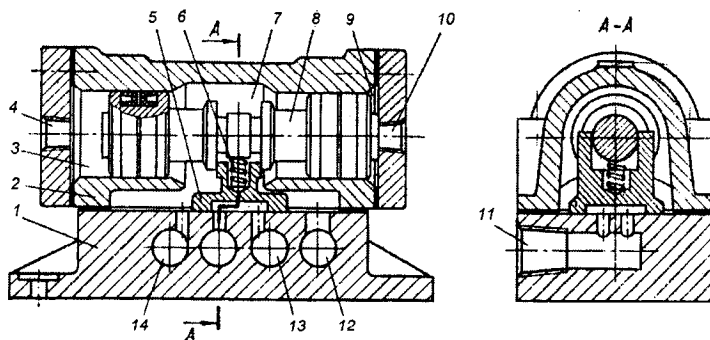


Рис. 7.20. Схема плоского золотника В63-1

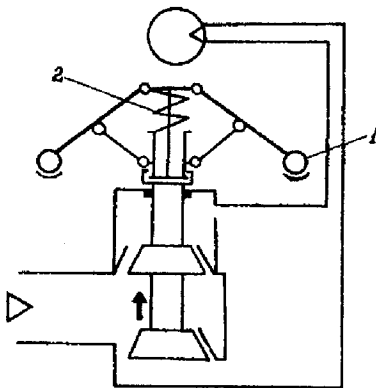


Рис. 7.21. Схема регулятора обертів

приєднуються лінії керування. Розподільник у кожній з позицій фіксується тиском повітря, який підтримується у відповідній камері керування і після того, як розподільний елемент переключено, або за рахунок сил тертя між поршнем і корпусом, плоским золотником і дзеркалом плити. В останньому випадку для переключення можна використовувати імпульсні або короткочасні сигнали. Щоб пневморозподільник самовільно не перемикався, його встановлюють при монтажі горизонтально, але в умовах ударних навантажень і при вібраціях цей захід може бути недостатнім.

Крани часто поєднують функції спрямовання і дроселювання потоку. В цих випадках рукоятки кранів мають фіксатори проміжних положень.

Дроселі виконують також у вигляді вентилів, засувок і заслінок. Керування розподільниками і дроселями може бути ручне, дистанційне або автоматичне. На рис. 7.21 показано схему регулятора обертів пневмодвигуна. Вантажі 1 при збільшенні частоти обертання розходяться, долаючи натяг пружини 2, і повертають заслінку, зменшуючи переріз повітропроводу, що запобігає значному зростанню частоти обертання двигуна.

На рис. 7.22 зображено схеми сліду вальних пневмоприводів - пристроїв, в яких переміщення або швидкість вихідної ланки пропорційні регулюючому сигналу, але потужність, що реалізується на вихідній ланці, значно перевищує потужність регулюючого сигналу. Працює пневматичний слідувальний привод за рахунок енергії підведеного потоку Q стисненого повітря.

У золотниковому слідувальному приводі (рис. 7.22, а) вхідним сигналом є переміщення рукоятки регулювання на величину Δl_y з силою F_y . У початковий момент при нерухомому штоці циліндра зміщення рукоятки регулювання приводить до зміщення з нейтрального положення розподільного золотника. Потік стисненого повітря спрямований у циліндр

вихід 13 через камеру в основі плоского золотника і канал 11 сполучений з атмосферою, а вихід 14 - з підводом повітря живлення. Якщо золотник перемістити в другу позицію (ліворуч), вихід 14 через його камеру буде сполучений з атмосферою, а вихід 13 - з підводом живлення через порожнину 7 корпусу.

Плоский золотник переміщується з однієї позиції в іншу поршнем 8 при почерговому підводі пневматичних сигналів керування у камери 3 і 9 через отвори 4 і 10 в кришках, до яких

так, що його шток зміщується на величину Δl , необхідну для повертання золотника в нейтральне положення при новому положенні регулюючої рукоятки. Сила на штоці циліндра F значно більша від сили F_y на рукоятці

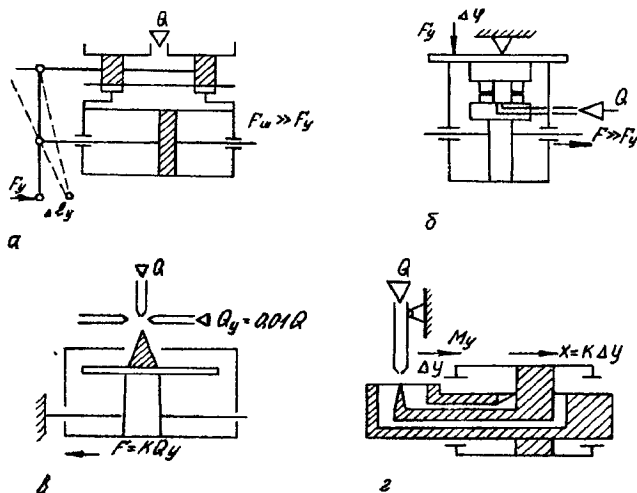


Рис. 7.22. Схеми слідкувального пневмопривода

регулювання і робота штока пневмоциліндра в багато разів більша за роботу на рукоятці регулювання.

Слідкувальний пневмопривод за схемою «сопло-заслінка» (рис. 7.22, б) має швидкість руху штока V , пропорційну куту повороту заслінки $\Delta\varphi$. Поворот заслінки на невеликий кут приводить до зменшення прохідного перерізу другого сопла. Стиснене повітря з боку перекритого сопла надходить в циліндр, спричиняючи переміщення поршня.

У слідкувальному приводі із струминним регулювання (рис. 7.22, в) струмінь стисненого повітря Q ділиться розсікачем точно навпіл і циліндр знаходиться в рівновазі. При подачі регулюючого потоку Q_y силовий потік відхиляється і у відповідній порожнині циліндра підвищується тиск, внаслідок чого циліндр переміщується доти, доки розсікач не стане строго посередині потоку.

Аналогічно діє пневмопідсилювач з поворотним соплом (рис. 7.22, г), де силовий потік зміщується поворотом сопла. Переміщення штока пропорційне зміщенню струменя стисненого повітря на рівні розсікача або куту повороту сопла $x = k\Delta\varphi$. Коефіцієнти пропорційності k називаються коефіцієнтами підсилення слідкувального привода за відповідним параметром.

У пневмосистемі встановлюють фільтри. Фільтри затримують продукти зношування компресора і труб.

Перед пневмодвигунами встановлюють пристрої для розпилення в потоці повітря оливи. На рис. 7.23 показано схему **оливорозпилювача**, в якому ємкість з оливою в неробочому стані запирається клапаном. При роботі двигуна клапан відкривається тиском повітря. Такий розпилювач встановлюють за розподільником.

Оливорозпилювач виконує свої функції тільки під час руху повітряного потоку, який підводиться на вхід 5 апарата і забирається споживачем з виходу 9. Якщо витрати стиснутого повітря немає, в усіх внутрішніх порожнинах апарата встановлюється однаковий тиск повітря. З появою течії повітря в оливорозпилювачі створюються два повітряні потоки. Основний потік із входу 5 через вікна 6 проходить безпосередню на вихід 9, а допоміжний через отвір 6, кільцевий прохід 4 і канали 3 – в камеру 2 і далі через отвір 8 з'єднується з основним потоком завдяки його підсмокучуючій дії. Проходячи через кільцевий прохід 4, допоміжний потік обтікає сопло 13 і відсмоктує через нього частину повітря з камери 7, знижуючи в ній тиск. Під дією більш високого тиску в камері 2 олива, що знаходиться в прозорому стакані 1, піднімається по трубці 10, проходить через зворотний клапан 11 і з виходу трубки 14 краплями потрапляє на конусну поверхню камери 7. Частота падіння капель оливи регулюється дроселем 15, встановленим на лінії зв'язку між камерами 2 і 7. Через дросель у камеру 7 надходить деяка кількість повітря, а через сопло 13 витікає, тобто камера є проточною і рівень тиску в ній залежить від інтенсивності притоку повітря, яке регулюється дроселем та інтенсивності його витікання, що залежить від витрати повітря через оливорозпилювач. Отже, прикриваючи дросель 15, зменшують тиск у камері 7 і посилюють подачу оливи. При сталій настройці дроселя частота падіння крапель змінюється лише разом з витратою повітря.

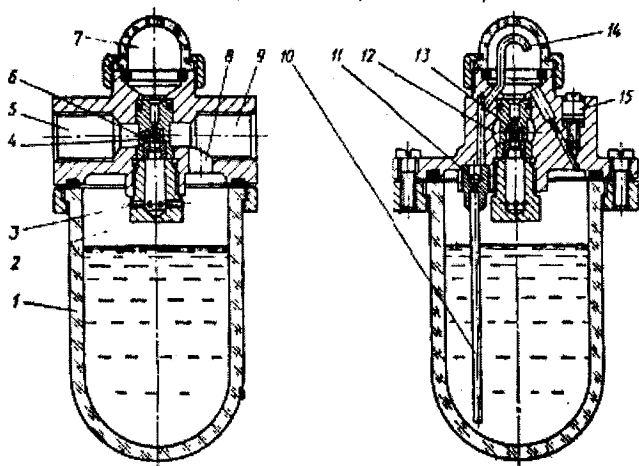


Рис. 7.23. Схема оливорозпилювача В44-2

Оливорозпилювач монтується безпосередньо на повітропроводі у вертикальному положенні. Рекомендується ставити його якомога ближче до об'єктів змащення. Як мастильний матеріал для пневмоприводів використовується очищена мінеральна олива в'язкістю $(0,2...0,3) \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Вихлоп відпрацьованого повітря в пневмодвигунах супроводжується шумом, який перевищує санітарні норми. Для зниження рівня шумів на вихлопі пневмодвигунів встановлюються глушники. В глушниках використовують методи звукоізоляції, зменшення швидкості, розширення повітря, резонансу та інтерференції звукових коливань.

Для автоматичного керування роботою дискретних пневмоприводів застосовуються апарати, що контролюють дії виконавчих пристроїв і подають командні сигнали, які встановлюють послідовність цих дій. Залежно від умов роботи пневмодвигунів дискретної дії і особливостей виконуваних на їхню часту технологічних операцій в автоматичних системах використовуються різкі методи контролю виконання команд. Факт завершення даної технологічної операції і виконання відповідної команди може бути встановлено в одному випадку за положенням робочою органу, яке він займе по закінченні операції, в другому випадку - за досягненням зусилля, моменту, тиску, які необхідні, щоб операція була закінчена, в третьому - за проходженням часу, відведеного для операції. Залежно від цього розрізняють види автоматичного керування: з шляховим контролем, з контролем за тиском (зусиллям) і з часовим контролем.

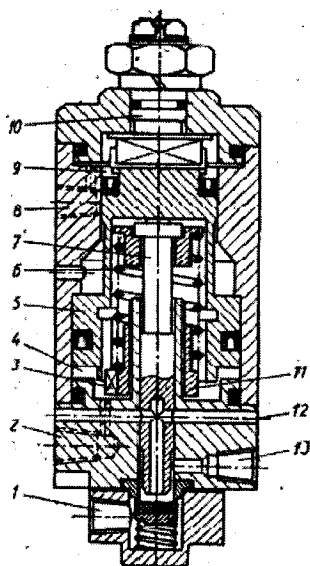


Рис. 7.24. Клапан послідовності В62-21

Якщо в пневмосистемі використовуються розподільники з електрокеруванням, то для контролю виконання і подачі команд доцільно використовувати засоби електроавтоматики. В простих системах з пневмокеруванням більш вигідно використовувати чисто пневматичні засоби.

Типовим пневмоапаратом, що реалізує контроль за рівнем тиску або зусилля у пневмосистемах, є пневмоклапан послідовності В62-21 (рис. 7.24). Він забезпечує появу пневматичного сигналу керування після досягнення у контрольованій пневмолінії чи камері пневмодвигуна заданого тиску повітря або заданої різниці тисків у камерах пневмоциліндра.

У розточці корпусу розміщено

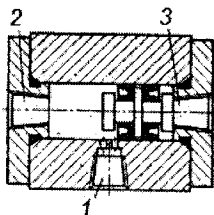
ступінчастий поршень 5, притиснутий вгору до упору пружною 6 через шток 7. Розточка зверху і знизу закрита кришками, які утворюють по торцях поршня дві камери 4 і 9, з'єднаних відповідно з вихідними отворами 2 та 8. У верхню кришку вмонтовано короткий поворотний валик 10 з торцевим виступом у вигляді шпонки, який входить у паз поршня. Поворот валика через поршень і шпонку 3, яка ковзає по внутрішньому шпонковому пазу поршня, передається гайці 11, рухаючи її по різьбі в осьовому напрямку, чим регулюється натяг пружини 6. У нижній кришці вмонтовано трьохлінійний пневмоклапан, на вхід 1 якого підводиться повітря живлення, а з виходу 13 дістають потрібний керуючий сигнал. У вихідному положенні пневмоклапан виключений, а вихід 13 сполучений з атмосферним каналом 12.

Якщо клапан послідовності використовується для контролю за тиском, то повітря, тиск якого контролюється, через отвір 8 підводиться у камеру 9, а пружина 6 регулюється у відповідності з потрібним рівнем тиску. При досягненні цього рівня поршень 5 переміщується вниз і череп шток 7 переключає пневмоклапан, перекриваючи попередньо атмосферний канал. На виході 13 пневмоклапана з'являється керівний сигнал у вигляді потоку стиснутого повітря.

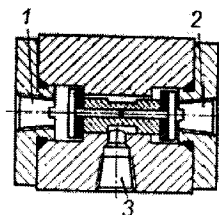
Якщо контролюється різниця двох тисків (перепад тисків), більший з них підводиться у камеру 9, а менший - у камеру 4. Коли різниця тисків досягне такого рівня, при якому результуюча сила діючих на поршень тисків стане більшою за силу відрегульованої пружини, то поршень переключить пневмоклапан і на виході 13 з'явиться керівний сигнал.

Пневмоклапан В67-11 (рис. 7.25, а) виконує функцію логічного додавання двох сигналів (операцію «АБО»). Сигнал на виході 1 пневмоклапана з'являється за наявності хоча б одного з двох сигналів, які підводяться на входи 2 і 3. Якщо вхідних сигналів немає, вихід з'єднується з атмосферою через один із входів. Розділяються входи плаваючим поршнем.

Пневмоклапан П-КІ-4/10 (рис. 7.25, б) реалізує логічну операцію



а



б

Рис. 7.25. Пневмоклапани логіки

множення двох вхідних сигналів (операцію «І»). Сигнал на виході 3 з'являється тільки за наявності обох вхідних сигналів, що подаються на входи 1 та 2.

7.4.1. УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПНЕВМАТИЧНИХ СИСТЕМ

Система живлення стислим повітрям може бути представлена позначеннями окремих елементів, комбінованим позначенням або спрощеним (табл. 7.1).

Таблиця 7.1

Умовні графічні позначення елементів система живлення

Живлення	
Компресор з постійним робочим об'ємом	
Акумулятор або ресивер	
Джерело тиску	
Пристрої підготовки повітря	
Фільтр твердих частинок	
Віддільник вологи, з ручним відведенням конденсату	
Віддільник вологи, з автоматичним відведенням конденсату	
Розпилювач оливи	
Регулятор тиску Настроюється, з розвантажувальним отвором	
Комбіновані позначення	
Блок підготовки повітря, у складі віддільника вологи, фільтра, регулятора тиску, манометра і масляного розпилювача	
Спрощене позначення блоку підготовки повітря	
Спрощене позначення блоку підготовки повітря без розпилювача оливи	

Умовні позначення розподільників і клапанів складаються з одного або декількох квадратів. На графічних позначеннях розподільників показуються

кількість позицій та отворів і напрям потоків стислого повітря (табл. 7.2). У розподільників з електромагнітним керуванням отвори і лінії підведення/відведення повітря показуються у позиції, яку розподільник займає за відсутності сигналу управління.

Таблиця 7.2

Графічні позначення розподільників

2/2 - розподільник, нормально відкритий	
3/2 - розподільник, нормально закритий	
3/2 - розподільник, нормально відкритий	
4/2 - розподільник, прохід від 1 к2 і від 4 до 3	
5/2 - розподільник, прохід від 1 до 2 і від 4 до 5	
5/2 - розподільник закритий в середній позиції	



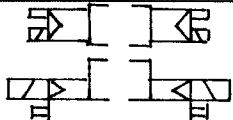
Щоб повністю представити розподільник на пневматичній принциповій схемі, використовується ще наступна інформація: тип дії на розподільник; спосіб повернення в початкове положення; наявність пілотного управління; додаткові види дії (такі як ручне дублювання).

Кожне позначення типу керування зображається збоку від позиції перемикачання відповідно до напрямку дії (табл. 7.3).

Таблиця 7.3

Типи систем керування розподільниками

Ручне управління	
Загальне позначення	
Від кнопки	
Механічне повернення	
Пружиною	
Пружинне центрування	

Електромагнітне управління	
Одним електромагнітом	
Двома електромагнітами	
Комбіноване управління	
Розподільник з двостороннім пілотним електромагнітним управлінням і ручним дублюванням	

Щоб уникнути помилок при підключенні пневмопроводів до розподільників, всі їх отвори, як на окремих позначеннях розподільників, так і на принципових схемах, маркуються відповідно до стандарту ISO 5599-3. Якщо перемикання розподільника відбувається за допомогою стислого повітря, це показується на принциповій схемі або за допомогою відповідної пілотної лінії, або, у разі розподільника з внутрішнім живленням пілотної лінії, міткою у позначення керування. У таблиці 7.4 зібрані відповідні позначення отворів.

Таблиця 7.4




Позначення робочих і пілотних отворів розподільників

	Функція	Позначення
Робочі отвори (всі розподільники)	Живлення	1
	Виходи	2, 4
	Вихлопи в атмосферу	3, 5
Отвори пілотної або пневматичного управління	Пневматичне повернення	10
	Перемикання на прохід від 1 до 2	12
	Перемикання на прохід від 1 до 4	14
	Підведення живлення до пілотної каскаду	81, 91

Зворотні клапани визначають напрям потоку повітря в системі, а дроселі – значення витрати, що пропускається. За допомогою клапанів швидкого вихлопу можна підвищити швидкість переміщення пневматичного приводу за рахунок скорочення опору лінії вихлопу. Умовні графічні позначення цих пристроїв показано в табл. 7.5.

Таблиця 7.5

Умовні графічні позначення зворотних клапанів, дроселів і клапанів швидкого вихлопу та клапанів тиску

Зворотний клапан	
Зворотний клапан з пружиною	
Регульований дросель	

Регульований дросель із зворотним клапаном	
Клапан швидкого вихлопу	
Регулятор тиску, що наструюється, без розвантаження	
Регулятор тиску, що наструюється, з розвантаженням	
Клапан послідовності тиску із зовнішнім живленням	
Запобіжний клапан	
Клапан послідовності тиску — комбінований	

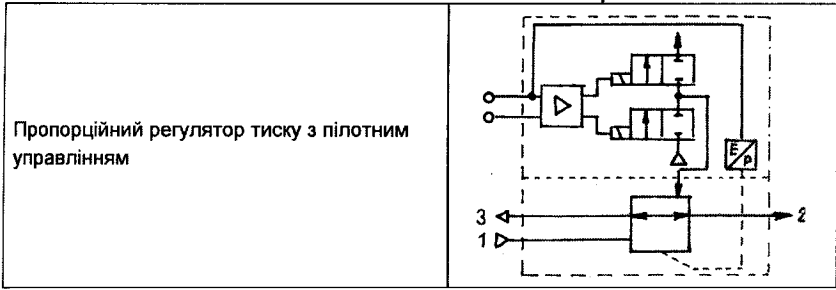
Як альтернатива клапану керування тиском в електропневматичних системах можна використовувати розподільник, який управляється сигналом від датчика або реле тиску.

Пропорційні клапани призначені для швидкого і точного налаштування тиску або витрати до потрібного значення по значенню електричного сигналу. Умовні графічні позначення пристроїв з пропорційним керуванням показано в табл. 7.6.

Таблиця 7.6

Умовні графічні позначення пропорційних клапанів

Пропорційний 5/3 - розподільник	
Пропорційний 5/3 - розподільник з лінійним двигуном 2 - сторонньої дії і зворотним зв'язком по положенню золотника	

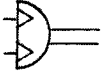
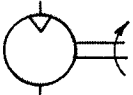




Умовні графічні позначення виконавчих пристроїв показано в табл. 7.7.

Таблиця 7.7

Умовні графічні позначення виконавчих пристроїв

Функція	Опис	Умовне позначення
Циліндр односторонньої дії	Висунення штока під дією стислого повітря. Втягування за допомогою пружини	
Циліндр двосторонньої дії	Висунення і втягування штока під дією стислого повітря	
Циліндр двосторонньої дії	Те ж, плюс регульоване демпфування у крайніх положеннях	
Циліндр двосторонньої дії із затискним модулем	Механічний затискуючий модуль з пневматичним розблокуванням	
Циліндр двосторонньої дії з гідравлічним заспокійливим циліндром	Циліндр скоює роботу під дією стислого повітря. Гідравлічний циліндр забезпечує плавне переміщення	
Безштоковий циліндр з регульованим демпфуванням в крайніх положеннях	Звичайно має великий робочий хід. Потужність на каретку передається за допомогою постійних магнітів	
Безштоковий циліндр з регульованим демпфуванням в крайніх положеннях	Передача потужності на каретку здійснюється механічно	

Пневматичний пластинчастий поворотний двигун	Поворотний привід з обмеженим кутом повороту	
Пневматичний мотор	Мотор, що працює на стислому повітрі з постійною швидкістю і напрямом обертання	
Пневматичний мотор.	Пневматичний мотор з двома напрямками обертання	
Генератор вакууму	Створює вакуум за допомогою ежектора	

Загальний вид пневматичної принципової схеми, розташування на ній окремих позначень елементів, їх ідентифікація і нумерація повинні відповідати стандарту DIN/ISO 1219-2. Для електропневматичних систем встановлений наступний порядок розташування елементів на принциповій схемі:

- виконавчі пристрої у верхній частині;
- під ними – пристрої регулювання швидкості (дроселі, зворотні клапани, клапани швидкого вихлопу);
- нижче – основні розподільники, що керують виконавчими пристроями;
- знизу зліва розміщуються елементи подачі живлення.

Якщо в системі декілька виконавчих пристроїв, вони розташовуються поряд на одному рівні, а позначення відповідних розподільників – під виконавчими пристроями.

Всі елементи на пневматичній принциповій схемі показуються в позиції, відповідній відсутності електричних сигналів. Це означає:

- електромагнітні котушки розподільників вимкнені;
- циліндри і інші приводи знаходяться в початковому положенні.

Кожен елемент на схемі (окрім пневматичних ліній і елементів з'єднання) має спеціальне позначення (код), структура якого показана на рис. 7.26. Ідентифікаційний код містить наступну інформацію: номер установки (цифра, може бути пропущений, якщо в системі одна установка); номер ланцюжка керування (цифра); тип елементу (літера); номер елементу (цифра).

Ідентифікаційний код може бути укладений в рамочку.

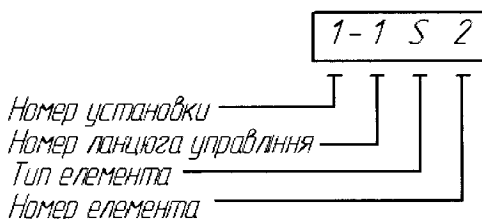


Рис. 7.26. Ідентифікаційний код елемента в пневматичній принциповій схемі

Рекомендується всім елементам, що відносяться до підготовки стислого повітря, давати номер ланцюжка 0. Решта цифр призначена для позначення ланцюжків управління виконавчими пристроями.

Щоб полегшити монтаж системи керування і заміну елементів в ході обслуговування, деякі елементи на принциповій пневматичній схемі можуть супроводжуватися додатковою інформацією.

7.5. ЕКСПЛУАТАЦІЯ ПНЕВМОПРИВОДІВ

Пневмоприводи надійні в роботі при дотриманні правил експлуатації. В першу чергу необхідно звертати увагу на величину тиску повітря, температуру оточуючого середовища, заміщення фільтра і водозбірників та наявність мастила в змащувальних ємкостях.

При тисках вищих за паспортні збільшується витрата повітря, зростають навантаження в силових деталях пневмодвигунів і різко скорочується довговічність пневмопривода, особливо пневмоударників.

Підвищення тиску можливе в приводах, розміщених поблизу компресора. Перевищення тиску легко компенсується дроселюванням потоку. Зниження тиску відносно паспортного призводить до зменшення потужності пневмодвигунів у відношенні

$$N = N_n (p/p_n)^{1,76}, \quad (7.32)$$

де p і p_n відповідно паспортний і фактичний тиск; N_n і N - потужність паспортна і фактична.

Особливо чутливі до зниження тиску пневмоударники. Тиск недопустимо знижується внаслідок незадовільного стану пневмоприводів, витоки з яких перевищують у кілька разів нормативні. Витоки повітря також різко підвищують експлуатаційні витрати пневмопривода.

Підвищення температури оточуючого середовища веде до зниження в'язкості мастила, так що при коливаннях температури слід змінювати мастило так, щоб його в'язкість відповідала вимогам технічного паспорта. Недостатня в'язкість мастила збільшує можливість появи задирок.

При температурах, близьких до 0°C , зростає небезпека кристалізації льоду на вихлопних отворах пневмодвигунів, працюючих з розширенням. При

мінусових температурах з'являється небезпека кристалізації льоду в пневмоприводах, підвищення крихкості сталі, що особливо небезпечно в пневмоударниках, і застигання мастила. За цих температур необхідна теплоізоляція пневмоприводів, пневмоударники рекомендується підігрівати, не допускаючи їх охолодження до -20°C .

Регулярне усунення відстою водозбірників і очищення фільтрів зменшують кількість вологи і забруднень, що потрапляють у пневмодвигуни. Регулярна заправка автomasлянок гарантує роботу пневмодвигунів без задирок і заклинювань. При від'єднанні пневмоприводів штуцера слід закривати заглушки, що запобігає попаданню абразивних частинок в робочі камери.

Необхідно застосовувати післязмінене профілактичне обслуговування пневмоударників, яке складається з промивання і змащування всіх деталей. Це запобігає корозії і абразивному зношуванню деталей.

Приклад: Визначити діаметри пневмоциліндра і трубопроводів. Навантаження - 12 кН; хід - 0,6 м; час робочого ходу - 1,5 с; еквівалентна довжина трубопроводу - 85 м; ККД циліндра - 0,8; зовнішня температура - 15°C ; тиск у вузлі - 0,56 МПа. Як зміниться потужність привода, якщо тиск у вузлі зменшиться на 10%?

Розв'язання: Максимальна енерговіддача пневмопривода забезпечується при навантаженні, що дорівнює 60% навантаження гальмування. Рівняння сил

$$F_{ш} = 0,6 p_{ц} f \eta, \quad f = \frac{12000}{0,6 \cdot 0,55 \cdot 10^6 \cdot 0,8} = 0,0446 \text{ м}^2,$$

а діаметр циліндра

$$d = \sqrt{\frac{4f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0446}{\pi}} = 0,24 \text{ м}.$$

Об'єм повітря, необхідний для виконання робочого ходу,

$$V = fh = 0,0446 \cdot 0,6 = 0,0272 \text{ м}^3.$$

З урахуванням часу робочого ходу масова витрата повітря

$$Q_M = \frac{V\rho}{t} = \frac{0,0272 \cdot 0,531}{1,5} = 0,0096 \text{ кг/с},$$

де густина повітря в циліндрі, яка дорівнює

$$\rho_{ц} = \frac{p_{ц} + p_A}{gRT} = \frac{0,6 \cdot 0,56 + 0,1}{9,8 \cdot 287 \cdot 288} \cdot 10^6 = 0,531 \text{ кг/м}^3.$$

Середня густина повітря в трубопроводі

$$\rho_{сеп} = \frac{p_{ц} + p_y + 2p_A}{2gRT} = \frac{0,56 + 0,33 + 0,2}{2 \cdot 9,8 \cdot 287 \cdot 288} \cdot 10^6 = 0,671 \text{ кг/м}^3.$$

На основі формули (10.20) діаметр повітропроводу

$$d = \sqrt[5,33]{\frac{0,017L_c Q_M^2}{\rho_{\text{сеп}}(p_y + p_{II})}} = \sqrt[5,33]{\frac{0,017 \cdot 85 \cdot 0,0096^2}{0,67(0,56 + 0,33) \cdot 10^6}} = 0,02 \text{ м.}$$

Якщо тиск у вузлі зменшено на 10%, то перепад тиску і середня густина повітря будуть дорівнювати

$$\Delta p = (0,9 \cdot 0,56 - 0,33) \cdot 10^6 = 0,173 \cdot 10^6,$$

$$\rho_{\text{сеп}} = \frac{(0,9 \cdot 0,56 + 0,33) + 0,2}{2 \cdot 9,8 \cdot 287 \cdot 288} \cdot 10^6 = 0,639 \text{ кг/м}^3.$$

Масова витрата за формулою (10.20)

$$Q_M = \sqrt{\frac{d^{5,33} \rho_{\text{сеп}} \Delta p}{0,017L_c}} = \sqrt{\frac{0,02^{5,33} \cdot 0,639 \cdot 0,173 \cdot 10^6}{0,017 \cdot 85}} = 0,00815 \text{ кг/с.}$$

Оскільки навантаження задано однаковим, відношення потужностей дорівнюватиме відношенню масових витрат. Потужність привода при зниженому тиску становитиме

$$N_1^* = N \frac{Q_{M1}}{Q_M} = N \frac{0,0085}{0,00962} = 0,845 N,$$

тобто зменшення потужності становитиме 15,5%.

За формулою (10.32) зменшення потужності

$$\Delta N = 1 - \left(\frac{p_1}{p} \right)^{1,76} = 1 - 0,9^{1,76} = 0,17 = 17\%.$$

7.6. ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВОДІВ

При експлуатації гідроприводів з високим тиском (понад 10 МПа) перш за все слід створити безпечні умови для обслуговуючого персоналу від травмування струменем рідини. Для цього треба огородити кожухом усі ділянки гідропроводів, які не увімкнені в загальний корпус машини. При виявленні витоків рідини необхідно одразу ж зупинити насос і усунути неполадки. Категорично забороняється підтягувати з'єднання трубопроводів і штуцери при наявності високого тиску в гідросистемі.

Гнучкі рукави і шланги не повинні перекручуватись у процесі експлуатації. Контроль за цим можна здійснювати за написами основних параметрів (діаметра, тиску тощо), нанесених на них заводами-виготовлювачами. При виявленні місцевого здуття зовнішнього покриття на рукавах і шлангах чи при появі хоч би невеликих витікань пошкоджені ділянки одразу повинні бути замінені новими.

Забороняється експлуатувати гідропривод високого тиску без манометра чи при наявності неполадок. Тиск у гідромагістралі

рекомендується контролювати за манометром, встановленим на насосній станції.

Слід систематично перевіряти роботу запобіжних каналів. У випадку відхилень тиску спрацювання клапана від налагодженого більш ніж на 10 % клапан треба замінити новим. Забороняється налагоджувати клапани в експлуатаційних умовах. Це повинно проводитись на спеціальних стендах.

Правила безпеки роботи з маслами наводиться у відповідних держстандартах. Зміст правил зводиться до того, що при тривалій роботі з маслами необхідно користуватися рукавицями і використовувати захисні мазі для рук. При відкриванні тари з маслом не можна застосувати інструменти, які дають при ударі іскру. Після закінчення роботи з маслами і перед їдою слід мити руки теплою водою з милом.

При загоранні масел допускаються всі види гасіння, крім водяного. Тому в місцях зберігання масел і розміщення насосних станцій необхідно мати вогнегасники, ящики з піском і лопати. Промаслене ганчір'я слід складати в металеві ящики з кришками.

Гранично допустима концентрація масляного туману в повітряному середовищі становить 5 мг/м^3 ; гранично допустима концентрація пари вуглецю масла в повітрі - 300 мг/м^3 . Досить небезпечним можуть бути опіки робочою рідиною. Тому категорично забороняється замінювати плавкі захисні пробки в гідромуфтах неплавкими заглушками. Невиконання цих вимог може призвести до опіків навіть при торканні кожуха гідромуфти, а іноді і до пожеж.

Усі обертові і рухомі елементи гідропневмоприводів, не розміщені в корпусі машини, повинні бути закриті кожухом чи мати огороження.

Корпуси електродвигунів і їх пускову апаратуру необхідно заземлити. Заземлення повинна мати і пневматична мережа, яка може потрапити під напругу при контакті з оголеним кабелем, контактним дротом тощо. Пневматична мережа повинна мати таку комутацію, щоб її можна було використовувати для доставки води при гасінні пожеж.

Масловологовіддільники в пневматичних мережах слід систематично змінювати від конденсату, для чого для них треба встановлювати відповідні вентилі.

При зніманні навантажень з пневмодвигуна він може розвинути недопустимо велику частоту обертання. З метою запобігання розносу такі пневмодвигуни повинні мати регулятори частоти обертання. Для зниження аеродинамічного шуму на пневмодвигунах необхідно встановлювати відповідні глушники, конструкція яких повинна бути такою, щоб вони уловлювали і масло, яке потрапило в повітря.

Контрольні питання для самоперевірки

1. Яким чином здійснюється підготовка повітря для пневмопривода?
2. Що складає фізичну основу розрахунків пневмопривода?

3. Які типи пневматичних двигунів бувають?
4. Що таке шланговий пневмодвигун?
5. Яке призначення оливорозпилювача?
6. Для чого призначений оливовологовіддільник?
7. Яка допустима концентрація пари вуглецю оливи в повітрі?
8. Яке допустиме відхилення тиску спрацювання клапана?

РОЗДІЛ 8 ГІДРОПНЕВМАТИЧНІ МЕХАНОТРОННІ СИСТЕМИ

8.1. ПРИНЦИПИ ПОБУДОВИ АВТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ГІДРОПНЕВМОПРИВОДУ

Система з автоматичним регулювання процесів, які відбуваються в системі називаються системою автоматичного регулювання. Машини, механізми та інші пристрої, в яких необхідно підтримувати в заданих межах або змінювати за заданими законами однієї або декількох фізичних величин, називаються об'єктами керування.

Структура та склад програмно-апаратного забезпечення систем керування автоматизованою системою визначаються цілим рядом взаємопов'язаних факторів, обумовлених призначенням того або іншого зразка, необхідним рівнем автономності та надійності її функціонування, вимогам до експлуатації тощо. Сучасні робочі механізми, наприклад, верстати з числовим програмним керуванням (ЧПК), промислові технологічні роботи, складальні центри тощо, відносяться до основного технологічного обладнання. Таке допоміжне обладнання як транспортери, робочари, завантажувальні пристрої, роботи, автоматизовані склади мають у своєму складі від одного до декількох автоматизованих модулів, які здійснюють керування роботою виконавчих органів машини за попередньо заданою програмою. Узагальнену структуру сучасної автоматизованої системи наведено на рис. 8.1.

Висока точність, гранична швидкодія, складні закони переміщення робочого органу в просторі та часі – сукупність цих вимог визначається технологічною постановкою завдання керування.

При виконанні машиною заданих функціональних рухів, відбувається взаємодія робочих органів машини із зовнішнім середовищем, що створює збурюючі впливи на робочий орган з боку об'єктів виробництва. Прикладом таких впливів можуть бути сили різання при операціях механічної обробки, контактні сили та моменти при складанні, сили реакції рідини при операції гідравлічного різання. Зокрема, збурюючі дії виникають також при зміні таких параметрів технологічного середовища як температура, тиск, вологість тощо.

Зовнішні середовища можна поділити на дві основні групи: детерміновані та недетерміновані. До детермінованих відносяться середовища, для яких параметри збурюючих впливів і характеристики об'єктів виробництва можна попередньо визначити з необхідною точністю. Характеристики технологічних середовищ, як правило, можна визначити за допомогою аналітико-експериментальних досліджень і методів комп'ютерного моделювання. Наприклад, для оцінки сил різання при механообробці

проводять серії випробувань на спеціальних експериментальних установках; параметри вібраційних впливів визначають на вібростендах з наступним формуванням математичних і комп'ютерних моделей збурюючих впливів; збурюючі температурні дії оцінюють у функції часу, тобто за тривалістю тієї чи іншої технологічної операції.

До складу робочого механізму, який є об'єктом керування, входять наступні основні компоненти: виконавчий пристрій (наприклад, супорт верстату), кінцевою ланкою якого є робочий орган (РО) (наприклад, різець); програмні засоби, які мають забезпечувати безпосередній перехід від задуму системи через її математичне моделювання до керування функціональним рухом вихідного елемента (наприклад, валу, штока тощо) у реальному часі, тобто забезпечувати потрібний рух РО; бортовий комп'ютер, який виконує внутрішнє розподілення потоків інформації між локальними мікроконтролерами, що здійснюють введення-виведення керуючих сигналів, електромеханічний перетворювач енергії (приміром, підсилювач, пневматичний розподілювач), привідний механізм (наприклад, мотор-редуктор, пневмоциліндр, гідроциліндр) і внутрішні (вбудовані) сенсори, призначені для передачі до бортового комп'ютера через локальні мікроконтролери інформації про фактичний стан об'єкта керування та руху його вихідного елемента (пересування штока, поршня, каретки; швидкості обертання валу; зусилля; моменту; тиску тощо). До бортового комп'ютера також надходить інформація від зовнішніх сенсорів, які контролюють стан зовнішнього середовища та об'єкта виробництва. Вершиною такої системи є людина-оператор або комп'ютерна мережа із завантаженими програмами керування.

Завданням автоматизованої системи є перетворення вхідної інформації, яка надходить з верхнього рівня керування, у механічний рух з контролем за зворотним зв'язком. Апаратне поєднання елементів до єдиних конструктивних модулів має супроводжуватися розробкою програмного забезпечення. Програмні засоби мають забезпечувати безпосередній перехід від задуму системи через її математичне моделювання до керування функціональним рухом у режимі реального часу.

Синтезом гідравлічної, пневматичної та електричної складових є електрогідравлічні або електропневматичні системи, що складаються зі складових, в яких:

- переміщення і сили реалізуються в гідравлічних або пневматичних пристроях (наприклад, в гідроциліндрі);
- вхідні сигнали та їхня обробка – в електричних і електронних компонентах (електромеханічні перемикаючі елементи або вільно-програмовані контролери).

Система гідропневмоприводу має забезпечувати:

- перетворення або розсіювання енергії, яка вивільняється в процесі подачі робочого органа і гальмування механізму;

- можливість пуску без навантаження первинного двигуна і роботи насоса або компресора без істотного підвищення тиску на штуцерах при загальмованому двигуні;
- обмеження максимального тиску в системі;
- допустиме значення тиску у всмоктувальних і зливних магістралях;
- можливість передавання у разі потреби сигналів керування на регульовальний орган за допомогою малопотужних пристроїв;
- можливість серійного впровадження.

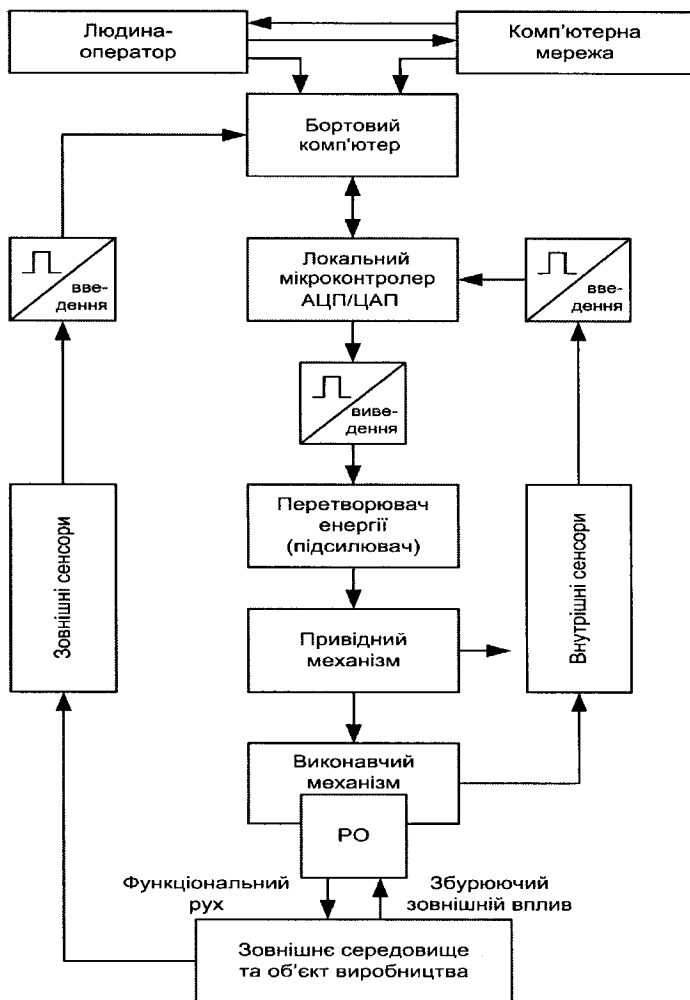


Рис. 8.1. Узагальнена структура автоматизованої системи

До набору документації електрогідравлічної або електропневматичної систем входять: функціональна діаграма або функціональна карта; гідравлічна/пневматична і електрична принципові схеми; схеми з'єднань; специфікація; схема загального розташування.

8.1.1. КЛАСИФІКАЦІЯ ТА СТРУКТУРА СИСТЕМ КЕРУВАННЯ

Відповідно до типу представлення інформації системи керування підрозділяються на аналогові, цифрові і бінарні.

Логічна система управління це система в якій логічний контролер генерує вихідні сигнали як результат логічних дій над вхідними сигналами.

Послідовна система управління – це така система, що характеризується роботою крок за кроком. Наступний крок виконується тільки після того, як виконуються певні критерії.

Система управління може бути розділена на частини, що виконують різні функції: введення сигналів, обробки сигналів, висновку сигналів і виконання команд. Взаємодію цих частин видно із структурної схеми потоку сигналів.

Вхідні сигнали логічно обробляються. Введення і обробка виконуються з використанням невеликої потужності. Обидві ці частини входять в підсистему обробки сигналів.

У частині виводу сигнали посилюються по потужності. Тут формується зв'язок між підсистемою обробки і виконавчою підсистемою.

Виконання команд виконується з використанням великої потужності — для того, щоб одержати високу швидкість (наприклад, при витяганні заготовки з верстата) або велике зусилля (наприклад, в пресі). Виконання команд виконується виконавчою підсистемою системи управління.

На рис. 8.2 представлено основні частини автоматизованих гідропневмосистем:

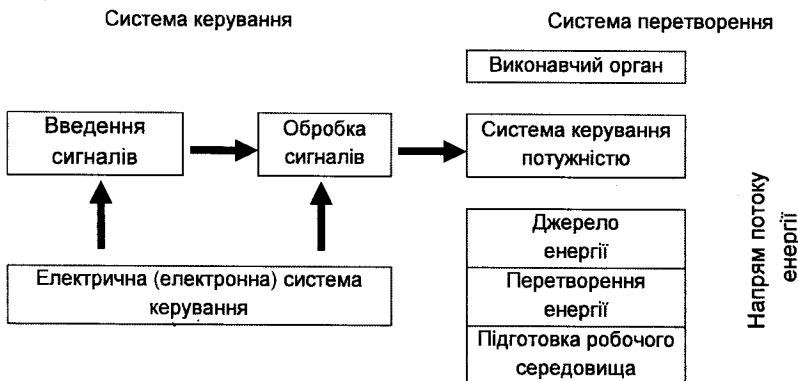


Рис. 8.2. Схематичне зображення електрогідравлічних та електропневматичних систем

- система керування складається з блоку вхідних сигналів, блоку обробки сигналів, блоку керування енергозабезпеченням;
- система перетворення енергії складається з джерела енергії, системи управління і приводних механізмів.

Будь-яка електрогідравлічна або електропневматична система складається з двох функціональних груп: системи управління сигналом і силової частини.

Силова частина включає всі елементи, що відповідають за постачання енергії, управління енергією і робочі рухи приводу. В більшості випадків ця силова система істотно відрізняється від силової системи «чисто» гідравлічної (пневматичної) системи, за винятком режимів роботи розподільників і клапанів.

В електрогідравлічних та електропневматичних системах задачу управління енергією виконують клапани і розподільники. Відповідно до призначення ці клапани і розподільники можуть бути розділені на чотири групи: розподільники; зворотні клапани; клапани тиску; клапани витрати. Система управління може бути умовно розділена на дві частини: введення сигналу і обробки сигналу.

Електромагнітні клапани і розподільники створюють перехід між системою управління і силовою системою. Електромагніти постійного струму з робочою напругою 24 В використовуються в більшості випадків для управління електромагнітними розподільниками. Електромагніти змінного струму застосовуються в діапазоні напруг 110-220 В.

Робочі рухи приводу реалізуються в робочих органах за допомогою гідравлічних або пневматичних циліндрів і моторів. Енергоспоживання робочих органів визначає вимоги до частин управління і енергозабезпечення. Всі елементи повинні відповідати тиску і витратам в робочій частині.

8.2. МЕТОДИ ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ ГІДРОПНЕВМОАВТОМАТИКИ

Процес проектування гідропневматичних систем складається з декількох етапів. Для отримання позитивних результатів важливо скласти детальну документацію. При цьому до уваги приймаються всі діючі норми та позначення. Конструкторська документація повинна включати: діаграму «переміщення – крок» або діаграму «переміщення-час»; принципову схему; опис роботи системи; технічні дані на всі елементи системи.

Додатково може долучатися така документація: специфікація або перелік елементів системи; інформація по обслуговуванню системи і пошуку несправності; список запасних або зношуються частин.

Застосовуються в основному два методи розробки принципових схем системи: «інтуїтивні» методи проектування та систематичні методи проектування за певним алгоритмом.

В першому випадку від розробника потрібен великий досвід і гарна інтуїція, а також значні витрати часу, а при використанні другого методу - виконання певної послідовності операцій при відповідному рівні теоретичних знань предмета. Метою будь-якої розробки принципової схеми є забезпечення виконання працюючою системою заданих функцій. При виборі рішення перевага надається високій надійності та простоті обслуговування навіть за рахунок більш значних матеріальних витрат. Цьому сприяє систематична розробка принципових схем.

У більшості випадків спроектовані систематичними методами системи, мають більшу кількість елементів, ніж та ж система, спроектована при використанні "інтуїтивного" методу. Зазвичай додаткові витрати на елементну базу швидко компенсуються за рахунок скорочення часу проектування, а пізніше - за рахунок скорочення витрат на обслуговування системи.

8.2.1. БЛОК-СХЕМА КЕРУВАННЯ

Блок-схема ланцюга керування дає загальне уявлення про структуру системи керування та послідовності проходження сигналу (рис. 8.3). При розробці схеми, системи її функції умовно поділяють на введення (одержання) сигналу, обробку сигналу, видачу сигналу і виконання команди. Найчастіше у великих установках керуюча частина системи конструктивно відділяється від її виконавчої (силової) частини.



Рис. 8.3. Класифікація елементів ланцюга керування

За схемою проходження сигналу можна простежити шлях сигналу від його отримання до виконання.

Структура принципової схеми системи повинна відповідати її блок-схемі, при цьому послідовність проходження сигналу повинна зображуватися знизу вгору. На принциповій схемі застосовуються спрощені умовні

позначення. При великих принципових схемах підсистема енергопостачання (блок підготовки повітря, запірний кран, різні приєднувальні пристрої) для спрощення зображується на кресленні окремо.

На рис. 8.4 показано структуру системи керування.



Рис. 8.4. Структура системи керування

8.2.2. ПОБУДОВА ПРИНЦИПОВОЇ СХЕМИ

Перехід від поставленої задачі керування до реалізації електрогідравлічної, електропневматичної або складної електропневмогідравлічної системи керування здійснюється в декілька кроків.

Крок 1 - попередня розробка. Для вирішення цієї задачі пропонується наступний алгоритм:

- спершу необхідно з'ясувати, які функції керування повинні бути реалізовані. Точне з'ясування цих обставин є передумовою того, що система керування реалізує заданий закон функціонування;
- встановлюються вимоги до взаємного руху робочих органів, зокрема, визначається вид руху робочого органу – лінійний або обертальний, кількість різновидів реалізації руху, на основі чого встановлюється необхідна кількість робочих елементів та взаємозв'язки між ними;
- підбираються пристрої, які повинні реалізувати роботу системи;
- виходячи із споживачів (робочих елементів) у зворотному напрямі розраховуються параметри джерела гідравлічної енергії, що забезпечує необхідне зусилля або момент, швидкість або частоту обертання відповідно за рахунок витрати (подачі) і тиску.

Крок 2 - логічне опрацювання та розробка графічної діаграми.

На даному розробляються діаграми, схеми і специфікації елементів. Спочатку зображується графічна діаграма, для того, щоб можна було представити весь процес руху робочих органів. Діаграма «переміщення-крок» показує стан елементів залежно від кожного кроку процесу, а діаграма «переміщення-час» – співвідношення між переміщенням робочих елементів і поточним часом процесу.

Після складання графічної діаграми розробляється електрична, гідравлічна, пневматична схеми або їхні комбінації. При складанні цих схем використовуються символи та способи для позначення електричних і гідравлічних елементів схем. Розроблені електрична, гідравлічна або пневматичні схеми додатково перевіряються, щоб переконатися, що вони повністю реалізують поставлену задачу функціонування системи керування.

Перш ніж можна було виготовляти систему управління, на схемі повинні бути нанесені технічні дані та вимірювані величини (за допомогою контрольно-вимірювальних приладів) біля відповідним чином пронумерованих елементів. Додатково повинні бути нанесені на схему встановлюваних величини параметрів (налаштувань) відповідних пристроїв.

Створюється та заповнюється специфікація. У специфікації повинні бути вказані всі прилади та пристрої, необхідні для реалізації схеми з наступними довідковими відомостями: позиційний номер на специфікації, кількість, позначення.

Крок 3 - практичне втілення системи. При монтажі системи слід дотримуватися наступного порядку з тим, щоб зменшити кількість можливих помилок:

- дотримувати правила техніки безпеки;
- необхідно мати підготовлені схеми;
- підготувати комплектуючі згідно специфікації;
- дотримувати при монтажі наступну послідовність: здійснювати з'єднання в оброблювальній частині схеми строго від датчиків сигналів до пристроїв їх обробки і від енергозабезпечуючої частини до системи керування енергією; у гідравлічній частині – від енергозабезпечуючих пристроїв через систему керування енергією до робочих органів;
- прилади, які вже змонтовані, повинні бути на схемі відповідним чином відмічені;
- всі прилади та пристрої, приєднання, трубопроводи й електричні дроти, а також кабелі повинні бути маркіровані;
- необхідно дотримувати всі вимоги по монтажу й з'єднанню елементів схеми.

Крок 4 - введення системи в експлуатацію. Після того, як система буде змонтована, можна приступати до перевірки її функціонування (тестування). Якщо необхідно випробувати не тільки правильність

функціонування системи, але також й умови експлуатації пристроїв, необхідно мати відповідні таблиці та діаграми.

Система повинна бути перший раз запущена після її монтажу і ретельної повторної перевірки.

При введенні системи в експлуатацію рекомендується дотримуватися наступного порядку дій:

- контролювати рівень масла (робочої рідини) і у разі потреби долити, при цьому використовувати фільтр для видалення забруднень робочої рідини;
- видалити повітря з насоса і заповнити його робочою рідиною;
- перевірити напрям обертання електричного привідного мотора;
- всі гідророзподільники виставити в початкове положення;
- клапани тиску і витрати встановити в положення мінімально можливих регульованих величин, так само поступити і з регулятором тиску насоса;
- промити систему промивальним маслом, після чого змінити всі фільтри.
- залити нову робочу рідину, видаливши з системи повітря;
- перевірити рівень робочої рідини;
- перевірити всі електричні з'єднання і розводку;
- згідно документації встановити і відрегулювати значення робочих параметрів системи (тиск, витрати, величину електричної напруги).

Після складання системи необхідно здійснити її тестування з фіксацією необхідних вимірювань. Під час тестування результати вимірювань та необхідні дані заносяться в таблицю. Результати тестування обробляються і записуються у вигляді співвідношень. Після закінчення тестування складається протокол введення системи в експлуатацію.

8.2.3. ФУНКЦІОНАЛЬНІ ДІАГРАМИ

Необхідна послідовність переміщення в електропневматичній системі може представлятися в графічній формі за допомогою функціональної діаграми.

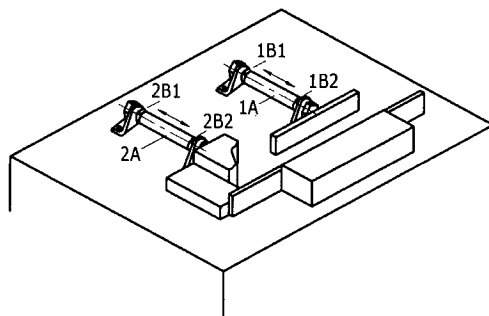


Рис. 8.5. Схема загального розташування згинального пристрою

Для прикладу, розглянемо згинальний пристрій (рис. 8.5), який має два робочі циліндри двосторонньої дії. Циліндр 1А використовується для затискання заготовки. До цього циліндра відносяться датчики 1B2 (штук висунутий) і 1B1 (штук

втягнутий). Циліндр 2A (датчик 2B2 переднього положення штока і датчик 2B1 початкового положення) виконує операцію гнуття.

Виконання операцій згинальним пристроєм здійснюється в чотири кроки:

- висунення штока циліндра 1A (затиск заготовки);
- висунення штока циліндра 2A (гнуття заготовки);
- втягування штока циліндра 2A (відведення інструменту);
- втягування штока циліндра 1A (розтискання заготовки).

Послідовність переміщення штоків циліндрів показана на діаграмі «переміщення-крок». Кожен крок з окремим переміщенням має наскрізну нумерацію зліва направо. Якщо в системі є декілька виконавчих пристроїв, графіки переміщення їхніх штоків виконуються один під одним (рис. 8.6). Ця діаграма показує в якій послідовності відбуваються переміщення.



Рис. 8.6. Діаграма «переміщення-крок» згинального пристрою

У діаграмі «переміщення-час» переміщення штоків зображуються у функції часу. При такому уявленні видно відмінності в тривалості виконання кожного кроку. Діаграма «переміщення-час» для згинального пристрою (рис. 8.7) показує, що час висунення штока циліндра 2A (крок 2) значно більше, ніж час його втягування (крок 3).



Рис. 8.7. Діаграма «переміщення-час» згинального пристрою

Функціональна діаграма дуже наочно представляє режим роботи електропневматичної системи. Хоча такі діаграми більше не стандартизовані, на практиці їх продовжують часто використовувати. Особливо вони підходять для простих систем з невеликою кількістю виконавчих пристроїв.

У **діаграмі станів** зображуються стани датчиків та елементів системи керування на кожному кроці (рис. 8.8). Час перемикання при цьому значно менший, ніж час переміщення робочих елементів системи, тому він не враховується в діаграмі. Звичайно діаграма станів пропонується спільно з діаграмою «переміщення-крок».

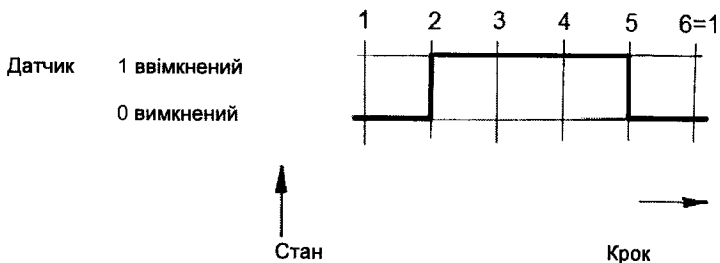


Рис. 8.8. Діаграма станів

Функціональна діаграма дає наочне уявлення про робочий процес компонентів електрогідравлічної системи. Функціональна діаграма може поєднувати декілька діаграм станів та «переміщення-час». У функціональній діаграмі розташовуються одна під іншою (рис. 8.9):

- діаграма станів для всіх датчиків і елементів системи керування;
- діаграма «переміщення-час» для всіх виконавчих пристроїв.

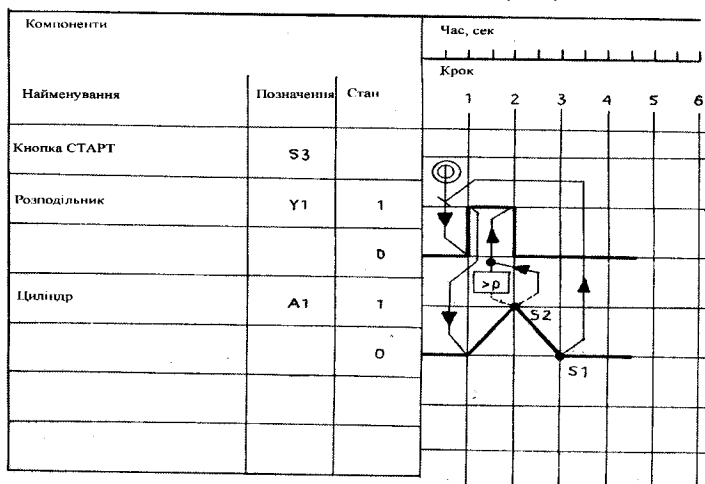










Рис. 8.9. Функціональна діаграма

Функціональна діаграма містить наступні дані:

- у який момент сигнал від вимикача, кнопки, кінцевого вимикача, реле тиску впливає на робочий процес;
- як відбувається взаємовплив вхідних сигналів, сигналів системи управління і робочих елементів.

Логічні зв'язки і взаємний вплив окремих ланцюжків керування один на одного в межах функціональної діаграми можуть бути показані у вигляді ліній і стрілок. Найважливіші для електрогідравлічних систем джерела сигналів і їх зв'язки представлені в табл. 8.1.

Лінії передачі та з'єднання сигналів

	Стрілка, що розташована поблизу місця діаграми, де відбувається дія сигналу
	Розгалуження сигналів
	З'єднання сигналів "АБО"
	З'єднання "І"
	Введення сигналу з його запереченням
	Сигнал, що приводиться в дію від датчика кінцевого положення
	Сигнал, що приводиться в дію від реле тиску
	Сигнал, що приводиться в дію оператором

Логічні зв'язки і послідовність сигналів можна представляти іншими засобами, наприклад, за допомогою функціональної карти.

8.2.4. ФУНКЦІОНАЛЬНА КАРТА

Відповідно до стандарту DIN/EN 40719/6 функціональна карта може використовуватися для графічного представлення системи керування без відносно технології, що використовується. Функціональні карти використовуються в багатьох областях техніки автоматизації для планування і документування послідовності керування, наприклад, на електростанціях, в промислових виробництвах, системах обробки матеріалів.

Функціональна карта має структуру, орієнтовану на керування послідовністю подій. Вона включає (рис. 8.10):

- представлення послідовності кроків за допомогою полів кроку і полів команд;
- представлення переходів за допомогою сполучних ліній і умов переходу.

Кожне поле кроку нумерується відповідно до послідовності переміщень. Початкове положення (базові налаштування системи керування) наголошується подвійною рамкою.

Кожне поле команди описує операцію, вироблювану на конкретному кроці, і складається з трьох частин (рис. 8.11):

1. У лівій частині показується тип команди. Наприклад, "без збереження" (N) означає, що вихід призначений тільки для даного кроку. У таблиці 8.2 даний огляд можливих типів команд;
2. Зміст команди, наприклад, висування штока циліндра, показується в середній частині;
3. Сигнал зворотного зв'язку, підтверджуючий виконання команди, показується в правій частині (наприклад, у вигляді позначення відповідного датчика).

Таблиця 8.2

Типи команд у функціональній карті

S	Що зберігається	D	Із затримкою
L	Обмежена за часом	P	Імпульсного типу
C	Умовна	N	Без збереження, безумовна
F	Залежна від дозволу		
Приклад: DP	Команда із затримкою, імпульсного типу		

Якщо в межах одного кроку виконується декілька команд, то для цього

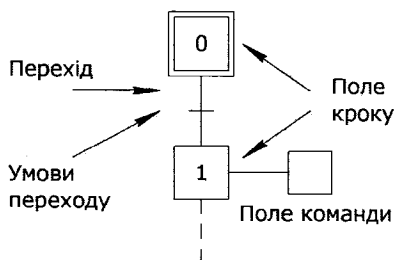


Рис. 8.10. Структура функціональної карти



Рис. 8.11. Приклад поля команди

кроку показується декілька командних полів.

Перехід від одного кроку до наступного не відбудеться до тих пір, поки не будуть виконані певні умови. Для полегшення сприйняття функціональної карти умови переходу нумеруються. Нумерація показує приналежність до кроку і команду, підтвердження виконання якої очікується (рис. 8.12).

Логічні зв'язки між умовами

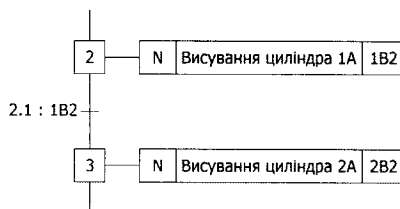


Рис. 8.12. Умова переходу на функціональній карті

переходу можуть бути представлені в текстовій формі, у виразах Булевої алгебри, логічними символами або умовними графічними позначеннями (рис. 8.13).

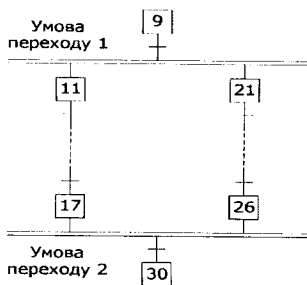
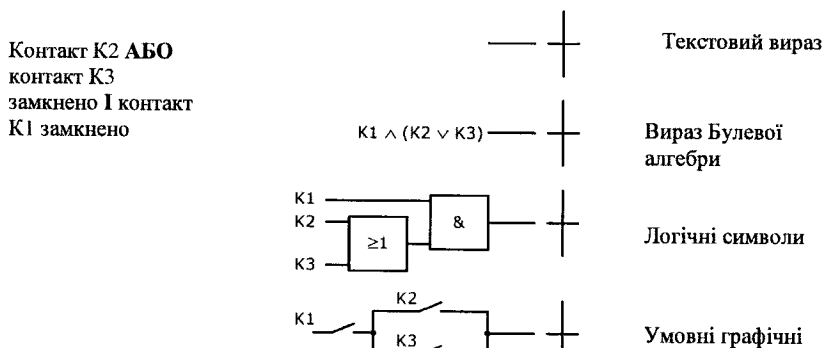


Рис. 8.14. Паралельне розгалужень і паралельне з'єднання на функціональній карті

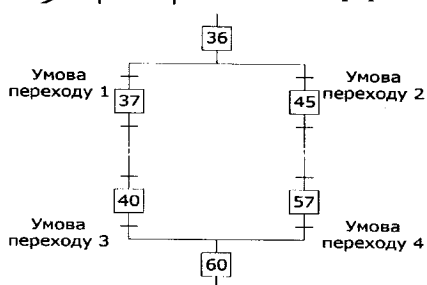


Рис. 8.15. Вибір послідовності і сходження на функціональній карті

При паралельному виконанні двох або більшу дії у функціональній карті використовуються паралельне розгалуження і паралельне з'єднання. Коли виконано умову переходу 1, обидві паралельні дії починаються одночасно. Наступний крок після з'єднання виконується тільки після того, як будуть закінчені обидві паралельні дії, і умова переходу 2 буде виконана (рис. 8.14).

Іноді буває, що залежно від стану системи виконання якоїсь частини процесу може піти по декількох варіантах. Як це представляється на функціональній карті, показано на рис. 8.15. Є два варіанти вибору. Якщо після закінчення кроку 36 виконується умова 2, виконання програми йде по правій гілці. Як тільки закінчиться крок 57 і буде виконано умову 4, наступним стане крок 60.

На рис. 8.16 показана функціональна карта згинального пристрою (схема загального розташування дана на рис. 8.5). В ході одного робочого циклу виконується 4 кроки.

З погляду планування і процедури пошуку несправностей функціональна карта має наступні переваги:

- режим роботи підсистеми обробки сигналів може бути представлений дуже детально;
- ключові характеристики системи керування наочно представлені в графічному вигляді (особливо важливо при проектуванні складної системи);
- послідовно орієнтована структура полегшує визначення умов виконання кожного кроку і наявність необхідних вихідних сигналів;
- за допомогою докладної функціональної карти система керування розробляється з мінімальними фінансовими витратами.

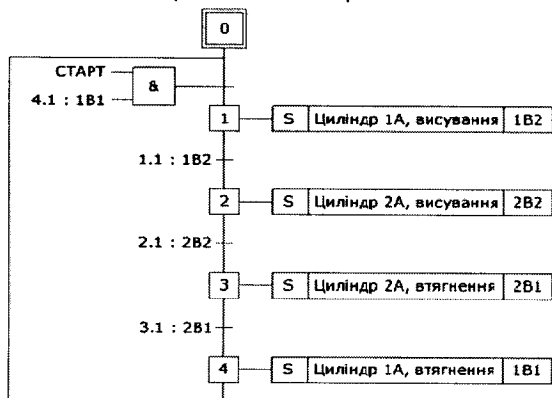


Рис. 8.16. Функціональна карта для згинального пристрою

Головним недоліком функціональної карти є відсутність графічного представлення порядку переміщень приводів. В результаті візуально функціональна карта сприймається гірше, ніж функціональна діаграма. Тому часто буває корисно додатково до функціональної карти підготувати діаграму "переміщення-крок" і "переміщення-час".

8.3. ЕЛЕКТРИЧНІ КОМПОНЕНТИ В ГІДРОПНЕВМОСИСТЕМАХ

Система керування в електрогідравлічних системах виконується на електромеханічних або електронних елементах. Залежно від виконуваної задачі система керування може розрізнятися в конструкції:

- відносно просте управління будується або на електромеханічних елементах з контактами (наприклад, реле), або в комбінації електронних елементів без контактів з елементами з контактами;
- для складних задач застосовуються вільно програмовані контролери (PLC).

8.3.1. БЛОК ЖИВЛЕННЯ

Системи керування електрогідравлічними системами звичайно не забезпечуються своїми власними джерелами напруги (наприклад батареями), а живляться від блоку живлення. Блок живлення (рис. 8.17) включає наступні елементи:

- основний трансформатор, який перетворює змінну напругу основного джерела (напр. 220 В) у вихідну напругу (в більшості випадків 24 В);
- напруга випрямляється і згладжується за допомогою випрямляча і конденсатора;
- постійна напруга стабілізується синфазним регулятором.

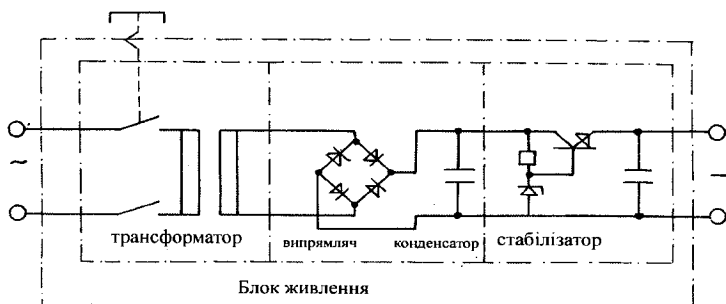


Рис. 8.17. Модуль блоку живлення

8.3.2. ЕЛЕКТРИЧНІ ЕЛЕМЕНТИ КЕРУВАННЯ

Вимикачі встановлюються в ланцюзі для того, щоб відкривати або закривати потік струму до споживача. Вони розділені на дві великі групи «кнопки» і «вимикачі». Всі ці елементи бувають з нормально замкнутими, нормально розімкненими або перемикаючими контактами.

У вимикачі два можливі стани механічно блокуються. Перемкнутий стан зберігається до тих пір, поки він знову не перемкнеться.

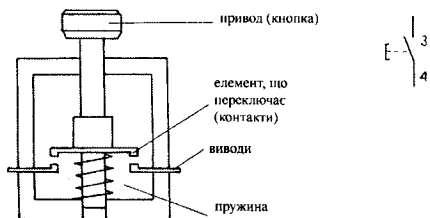


Рис. 8.18. Нормально розімкнений контакт: вигляд у розрізі і умовне позначення

Кнопка розмикає або замикає ланцюг тільки на короткий час. Перемкнутий стан зберігається тільки до тих пір, поки кнопка утримується натиснутою.

У нормально розімкненому виконанні (рис. 8.18) ланцюг розімкнений, коли кнопка не натиснута. Ланцюг замикається

при натисненні на кнопку, а при відпусканні кнопки вона повертається в початкове положення під дією пружини, і ланцюг розмикається.

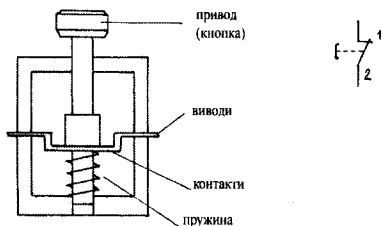


Рис. 8.19. Нормально замкнутий контакт; вигляд в розрізі і умовне позначення

пружини, і контакти розмикаються. Перебіг струму до споживачого пристрою припиняється.

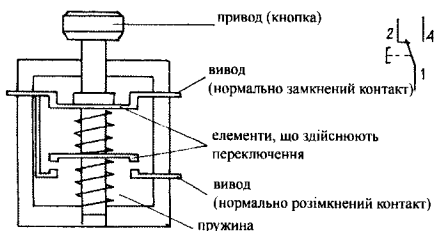


Рис. 8.20. Перемикаючий контакт: вигляд в розрізі і умовне позначення

замикання іншої. Необхідно, проте, відмітити, що обидва ланцюги на мить розмикаються в процесі перемикавання.

В електрогідравліці кла-пани і розподільники приводяться в дію за допомогою електромагнітів. У центр електромагніту вставлений сердечник із заліза. Немагнітний плунжер приєднаний до цього сердечника. При подачі живлення на котушку електромагніту сердечник переміщається і плунжер перемикає золотник розподільника.

Електромагніти мають два крайні положення (рис. 8.21):

- перше крайнє положення досягається при проходженні через нього струму (електромагніт включений, положення В);
- друге крайнє положення досягається при відключенні електромагніту за допомогою поворотної пружини (електромагніт відключений, положення А).

При кожному перемиканні плунжер електромагніту повинен додатково подолати силу поворотної пружини, що знижує його силу перемикавання в цьому напрямі. У початковий момент руху магнітна сила мала, тому хід

У нормально замкнутому виконанні (рис. 8.19) ланцюг замкнутий, якщо кнопка знаходиться в нормальному положенні. Зусилля пружини забезпечує стулення контактів до тих пір, поки не буде натиснута кнопка. При натиснанні на кнопку долається зусилля

Третій різновид – це перемикаючий контакт (рис. 8.20). Ці контакти суміщають функції нормально закритих і нормально відкритих контактів в одному пристрої. Перемикаючі контакти використовуються для розмикання одного ланцюга і одночасного

сердечника починається з невеликої ділянки холостого ходу (положення А). Золотник розподільника не перемкнеться до тих пір, поки не виникне більше

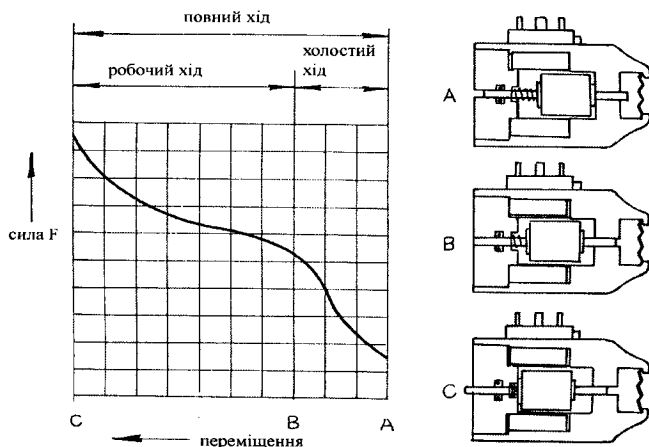


Рис. 8.21. Характеристика переміщення – сила електромагніту постійного струму

значення магнітної сили.

Існують електромагніти для постійного і змінного струму. Електромагніти змінного струму напругою 230 В все рідше і рідше використовуються внаслідок безпеки високої напруги.

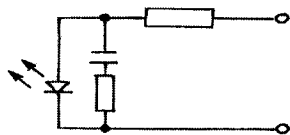
При відключенні електромагніту припиняється протікання струму. Скидання магнітного поля викликає пік напруги зворотної полярності. Для запобігання пошкодженню електромагніту або контактів необхідно встановити захисну схему іскрогасіння. Для того, щоб уникнути пошкодження контактів або котушки, енергія, запасена в котушці, повинна бути розряджена плавно після виключення. Для цієї мети потрібен ланцюг іскрогасіння (рис. 8.22).

Існує безліч різновидів таких ланцюгів заглушення іскри, проте загальним для всіх них є те, що після виключення зміна сили струму відбувається не раптово, а поступово з можливістю регулювання.

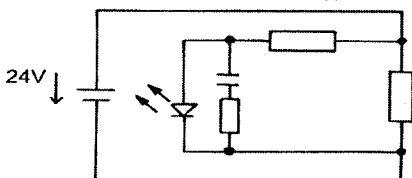
При заглушенні іскри за допомогою діода необхідно переконаватися, що діод встановлений своєю полярністю так, що залишається в закритому стані при включеному ланцюзі.

У електромагнітах постійного струму полярність живлячої напруги строго задана. Це дозволяє встановити індикатор перемикачів паралельно котушці. Найпрактичніше рішення – встановлення захисної схеми заглушення і індикатора перемикачів на перехідник, який встановлений на котушці під сполучною муфтою кабелю. Також ці схеми можуть бути вбудовані напряму в корпус сполучної муфти.

Елементи ланцюга заглушення для муфти (з індикацією робочого стану)

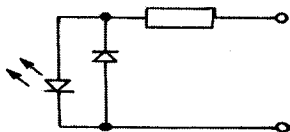


Елементи ланцюга заглушення, що встановлені у контурі

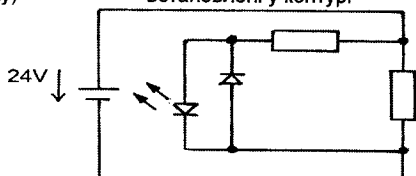


а

Елементи ланцюга заглушення для муфти (з індикацією робочого стану)



Елементи ланцюга заглушення, що встановлені у контурі



б

Рис. 8.22. Схема іскрогасіння за допомогою конденсатора і опору (а) та діода (б)

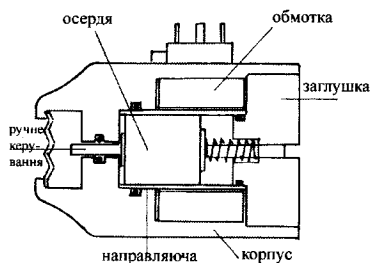


Рис. 8.23. Мокрий електромагніт

Внутрішня камера сполучена з лінією зливу, щоб запобігти навантаженню електромагніту високим тиском.

Переваги таких сучасних електромагнітів наступні: абсолютна герметичність і низьке тертя через відсутність ущільнення плунжера, навантаженого перепадом тиску; значно понижений рівень корозії усередині корпусу; пом'якшення процесу перемикання.

Термін «сухий електромагніт»

Електромагніти постійного струму бувають мокрого або сухого виконання, тоді як електромагніти змінного струму бувають тільки сухого виконання.

У мокрих електромагнітах (рис. 8.23) сердечник омивається гідравлічним маслом, в якому і відбувається перемикання. Корпус такого електромагніту повинен бути герметичним (зовні герметичним).

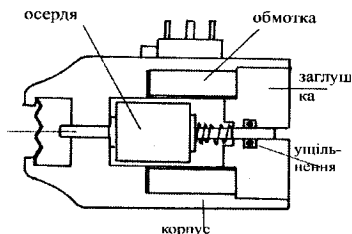


Рис. 8.24. Сухий електромагніт

означає, що електромагніт відокремлений від масла. За допомогою ущільнення в корпусі клапана, плунжер герметично розділений з маслом, тому окрім зусилля пружини і сили тертя на робочому елементі клапана електромагніт повинен подолати силу тертя між плунжером і ущільненням (рис. 8.24).

При складанні електромагніт кріпиться безпосередньо до корпусу клапана за допомогою гвинтів.

8.3.3. ДАТЧИКИ

Датчики застосовуються для отримання даних про стан системи і для передачі цієї інформації до системи керування. У електрогідралічних системах датчики переважно застосовуються для наступних цілей:

- вимірювання і контроль тиску і температури робочої рідини;
- контроль просторового положення, тобто поточного або крайнього положення робочих органів.

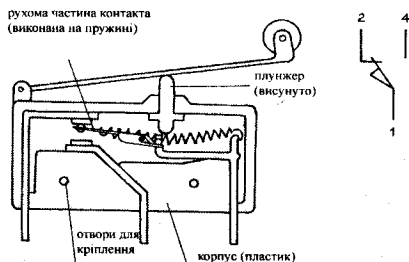


Рис. 8.25. Кінцевий вимикач механічного типу: вигляд в розрізі і умовне позначення

Кінцевий вимикач механічного типу (рис. 8.25) приводиться в дію, коли частина машини або деталь переходить в певне положення. В більшості випадків його привід виконується через кулачок та важіль. Кінцеві вимикачі, звичайно, виконуються з перемикаючими контактами з можливістю розмикати, замикати або перемикати ланцюг.

Реле тиску, як датчик тиску, (рис. 8.26) застосовуються в пристроях спостереження або контролю. Вони розмикають, замикають або перемикають ланцюг, коли в точці встановлення досягається тиск налаштування. Тиск в гідросистемі діє на площу плунжера. Виникаюча сила діє проти сили пружності налаштувальної пружини, плунжер починає рухатися і пересуває контактну групу.

У реле тиску з механічним приводом контактної групи замість спіральної пружини можуть бути використані діафрагма, сиффони або трубка Бурдона. Останнім часом широке поширення набули діафрагменні реле тиску, в яких

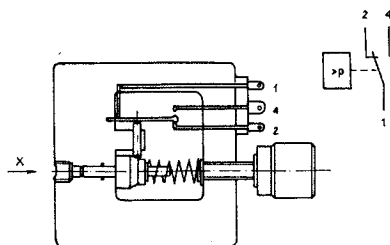


Рис. 8.26. Плунжерний датчик тиску: вигляд в розрізі і умовне позначення

контакт перемикається не механічним способом, а електронним. Така схема вимагає застосування датчиків сили або тиску, які працюють на підставі одного з наступних фізичних ефектів: ефект опору (зміна опору із зміною натягу, форми або механічних напруг), ефект електричний (виникнення електричного заряду при механічному стисненні), ефект ємності (зміна електричної ємності при механічному стисненні). Такий датчик тиску виходить

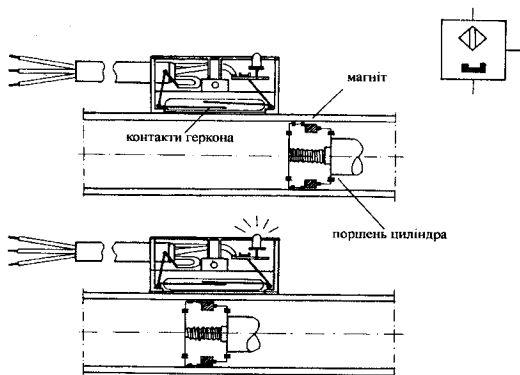


Рис. 8.27. Геркон з нормально розімкненим контактом

механічним приводом принципом перемикання без додавання зовнішньої механічної сили.

Датчики положення розрізняються за наступними групами: магнітоприводний датчик положення (геркон); індуктивний датчик положення; ємнісний датчик положення; оптичний датчик положення.

Геркон (рис. 8.27) – магнітоприводний перемикачем. Він складається з двох язичків-контактів, запаяних в скляну трубку та заповнену інертним газом. Коли датчик вводиться в магнітне поле, наприклад, магніт знаходиться на поршні циліндра, контакти стуляються і створюють електричний сигнал. Розмикаючий геркон складається з контактів із встановленим невеликим магнітом. Коли такий геркон вводиться в магнітне поле, то зусилля цього магніту долається і він відпускає контакти, які при цьому розмикаються.

Геркони мають наступні властивості: великий термін служби; не вимагають обслуговування; час перемикання – 0,2 мс; обмежена чутливість, не

в процесі дифузії, наплення діафрагми. Електронна схема підсилює аналоговий сигнал, який може використовуватися надалі для реєстрації тиску або поодальших перемикачів.

Безконтактні датчики положення відрізняються від кінцевих вимикачів з

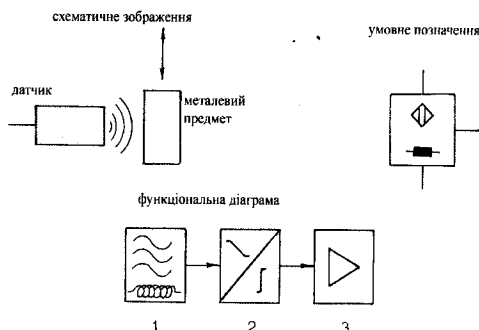


Рис. 8.28. Індуктивний датчик положення

призначені для роботи в сильних магнітних полях (наприклад, поблизу трансформатора зварювального апарату).

Індуктивний датчик положення (рис. 8.28) складається з частотного генератора 1, перемикача, компаратора 2 і підсилювача 3.

При підключенні живлення частотний генератор створює на кінці датчика електромагнітне поле високої частоти. Якщо в це високочастотне поле вноситься хороший електричний провідник, то енергія поля знижується. Компаратор оцінює одержаний сигнал і перемикає контакти через підсилювач.

Індуктивні датчики положення характеризуються наступними властивостями: всі матеріали з хорошою електричною провідністю розрізняються цими датчиками. Також вони працюють як з немагнітними, так і з металічними матеріалами, наприклад з графітом; розрізняють як рухомі, так і нерухомі об'єкти; чим більше площа об'єкту відносно площі датчика, тим з більшою легкістю він розрізняється.

Ємкісний датчик положення (рис. 8.29) вимірює зміну в електричній ємності конденсатора, викликаний переміщенням контрольованого об'єкту. Цей датчик положення складається з опору, конденсатора (RC-коливальний контур) і електронної схеми.

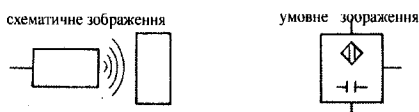


Рис. 8.29. Ємкісний датчик положення

Електростатичне поле виникає в просторі між активним електродом і заземленням. Якщо об'єкт вводиться в це поле, то ємність контура зростає. Це дозволяє контролювати об'єкти не тільки з матеріалів з хорошою провідністю, але і з матеріалів з високим коефіцієнтом опору, наприклад, з таких, як пластик, скло, кераміка, рідини і дерево.

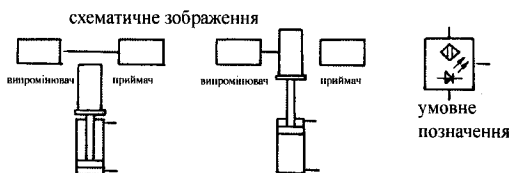


Рис. 8.30. Датчик переривання променя

Розрізняються три типи оптичних датчиків положення: датчики переривання променя; датчики віддзеркалення променя; датчики розсіювання променя.

Датчик переривання променя (рис. 8.30)

складається з роздільних частин: випромінювача і приймача. Ці частини встановлюються так, щоб випромінювач був направлений на приймач. Якщо промінь світла переривається, то контакти розмикаються або замикаються.

У датчиках віддзеркалення променя (рис. 8.31) випромінювач і приймач встановлюються на одній стороні в загальному корпусі. Для нормальної роботи такого датчика відбивач повинен бути встановлений так, щоб велика

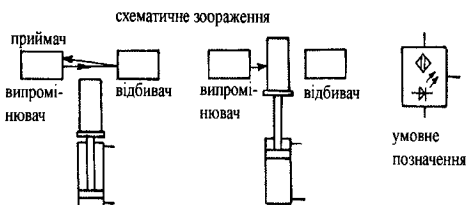


Рис. 8.31. Датчик віддзеркалення променя

або вся частина світлового потоку від випромінювача відображалася в приймач. Переривання променя викликає перемикання датчика.

Випромінювач і приймач датчика

розсіювання (рис. 8.32) встановлюються таким же чином, як і в датчику віддзеркалення. Якщо промінь від випромінювача потрапляє на об'єкт з поверхнею віддзеркалення, то відображене світло реєструється приймачем і датчик створює перемикаючий сигнал. Тому чим кращі властивості поверхні контрольованого об'єкта віддзеркалення, тим більше надійна робота датчика.

Реле і контактори схожі як по схематичному зображенню, так і за принципом роботи: реле перемикають відносно невеликі струми; контактори перемикають великі струми.

Реле – це вмикач з електромагнітним керуванням (рис. 8.33). Воно складається з корпусу з електромагнітом і рухомими контактами. При підключенні напруги на котушку електромагніту виникає електромагнітне поле. Рухомий сердечник втягується в котушку. Цей сердечник приводить в рух контактну групу. Ця контактна група замикає або розмикає певне число контактів механічним чином. Якщо протікання струму через котушку електромагніту переривається, то пружина повертає сердечник в його початкове положення.

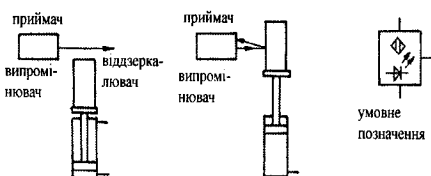


Рис. 8.32. Датчик розсіювання променя

Існують різні типи реле: реле часу, зворотне реле. Реле можуть виконувати різні функції регулювання, управління і контролю:

- перехід між контуром управління і робочим контуром (посилення сигналу);
- для розмноження сигналу;
- для розділення ланцюгів постійного і змінного струму;
- для затримки, створення або перетворення сигналів;
- для інформаційних зв'язків.

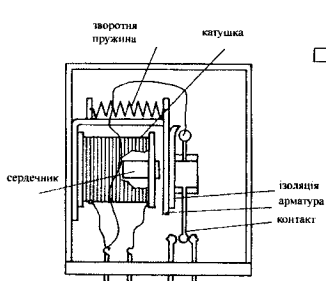


Рис. 8.33. Реле: вигляд в розрізі і умовне позначення

Залежно від конструкції реле може містити різну кількість нормально замкнених, нормально розімкнених, перемикаючих контактів, нормально замкнених контактів із затримкою, нормально розімкнених контактів із затримкою і перемикаючих контактів із затримкою.

Позначення реле стандартизовані. Реле позначаються К1, К2, К3 і т.д., контакти котушки позначаються А1 і А2. На схемі контакти, що перемикаються в реле, також позначаються К1, К2 і т.д.

Перший розряд показує порядковий номер контакту, а другий розряд показує тип контакту (функція) (табл. 8.3).

Таблиця 8.3

Позначення функцій контактів для реле

1	2		нормально замкнений контакт
3	4		нормально розімкнений контакт
5	6		нормально замкнений контакт із затримкою за часом
7	8		нормально розімкнений контакт із затримкою за часом
1	2	4	перемикаючий контакт
5	6	8	перемикаючий контакт із затримкою за часом

Контактори працюють за тим же принципом, що і реле. Основні переваги контакторів полягають в наступному: подвійний розрив контакту (дві точки від'єднання контакту для кожної контактної групи); контакт позитивної дії; закрита дугова камера (іскроподавляюча камера).

Звичайний контактор (рис. 8.34) містить декілька контактних груп – від 4 до 10. Існують також різні типи контакторів з різними комбінаціями нормально замкнених, нормально розімкнених, перемикаючих контактів, нормально замкнених контактів із затримкою і т.д. Контактні групи розділяються на головні контактні елементи і лінійні контактні елементи (управляючі контакти). Потужності 4...30 кВт перемикаються через головні контактні елементи. Лінійні контактні елементи можуть також брати участь в подальшому процесі перемикавання управління або в логічних операціях. Контактори, які

перемикають тільки лінійні контактні групи (управляючі контакти), називаються контактними реле (управляючими контакторами). Для ланцюгів класифікації контактори з головними контактними елементами для перемикавання енергії називаються силовими контакторами.

Комбінація контакторів для включення трифазного мотора позначається буквою Д (для контактора) і М (для мотора), так само як і серійний номер. Серійний номер позначає

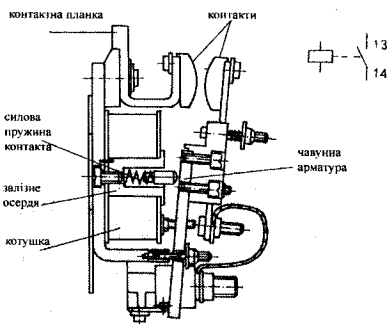


Рис. 8.34. Контактор

функцію пристрою, наприклад: К1М = головний контактор, трифазний, змінної полярності, одношвидкісний.

Тензометричні датчики призначені для виміру деформацій і механічних напружень у деталях машин і механізмів. Вони можуть також використовуватися для виміру інших механічних величин (тиску, вібрації, прискорення тощо), які попередньо перетворюються в деформацію. Робота тензодатчиків основана на зміні активного опору матеріалу при його механічній деформації. В якості матеріалу тензодатчиків використовуються провідники (у виді дроту, фольги чи плівки) і напівпровідники. Тензодатчики відносяться до параметричних датчиків, оскільки у них вихідний сигнал формується за рахунок зміни активного опору, тому їх називають ще тензорезисторами.

Будову найбільш розповсюдженого дротового тензодатчика показано на рис. 8.35. На смугу тонкого міцного папера наклеєний тонкий дріт, покладений зигзагоподібно. До кінців дроту за допомогою пайки чи зварювання приєднані виводи з мідної фольги, за допомогою яких датчик підключений у вимірювальне коло. Зверху дріт також захищений від зовнішніх впливів тонким папером.

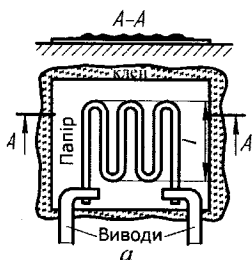


Рис. 8.35. Дротовий тензометричний датчик

Тензодатчик приклеюють до випробуваної деталі, завдяки чому деформацію деталі сприймають дротові ґрати. Довжина деталі, займана дротом, називається вимірювальною базою датчика l .

Для того щоб одержати найбільшу зміну опору датчика, його треба розташувати в напрямку дії деформуючого зусилля (стиск чи розтяг), тобто напрямком вимірювальної бази повинний збігатися з віссю, по якій спрямоване зусилля. Якщо ж напрямок бази і зусилля

взаємно перпендикулярні, то деформація і зміна опору дуже малі. Якщо розташувати декілька датчиків під кутом один до одного, то можна визначити не тільки величину деформації, але і напрямок прикладених до деталі зусиль.

При виборі вимірювальної схеми для тензодатчиків необхідно враховувати дві обставини. По-перше, дротові тензодатчики мають малі відносні зміни опору. Для збільшення чутливості застосовують мостові схеми з двома чи чотирма однаковими датчиками, що наклеюються на випробувану деталь таким чином, що датчик, включений в одне плече моста, працює на стиск, а датчик, включений у суміжне плече моста, працює на розтяг. По-друге, необхідно приймати міри для компенсації температурної похибки.

Мостову схему включення тензодатчиків з компенсацією температурної похибки показано на рис. 8.36, а. На рис. 8.36, б показано мостову схему включення тензодатчиків підвищеної чутливості, а на рис. 8.36, в – місця кріплення тензодатчиків.

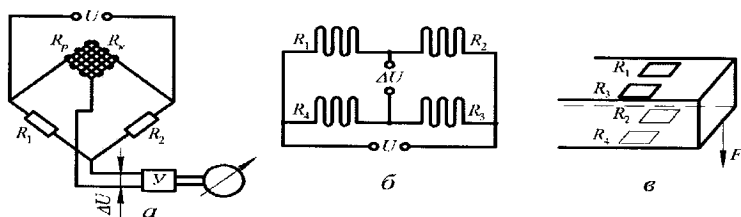


Рис. 8.36. Схеми включення тензодатчиків: а – мостова схема з компенсацією температурної похибки; б – мостова схема включення тензодатчиків підвищеної чутливості; в – місця кріплення тензодатчиків

Фольгові тензодатчики виготовляють методом фотохімічного травлення. Решітки такого датчика виконуються з різних сплавів (срібло, мідь з нікелем та інші), що забезпечують достатню чутливість і в той же час мають надійне зчеплення (адгезію) з ізоляційною основою, на якій виконується датчик.

Плівкові тензодатчики виготовляють шляхом напилювання шарів германія, телуру, вісмуту чи сульфиду свинцю на еластичну ізоляційну підставку з слюди чи кварцу. На відміну від дровових, фольгові й плівкові тензодатчики мають решітки не круглого, а прямокутного перерізу з дуже великим відношенням ширини до висоти. Завдяки великій площі зіткнення струмопровідних смужок датчика з деталлю забезпечуються гарні умови тепловіддачі. Це дозволяє в декілька разів підвищити щільність струму фольгових датчиків і в десятки разів – щільність струму плівкових датчиків (до 10^3 А/мм²).

Завдяки великому відношенню периметра перетину плоскої смуги до площі її перетину поліпшується сприйнятливість до деформації і точність її виміру. Чутливість плівкових датчиків досягає 50. Завдяки збільшеному перетину кінців фольгових і плівкових решіток збільшується надійність пайки (чи приварювання) виводів датчика.

Фольгові датчики мають товщину провідного покриття 3...15 мкм. Опір фольгових датчиків знаходиться в межах від 30 до 300 Ом. Фотохімічний спосіб дозволяє виконати будь-який малюнок решіток, що також є перевагою фольгових датчиків.

П'єзоелектричні датчики застосовуються для виміру тиску, сили, прискорення. На рис. 8.37 показаний пристрій п'єзоелектричного датчика тиску з двома кварцовими пластинами. Вимірюваний тиск діє на мембрану 1, що представляє собою дно корпуса датчика. Кварцові пластини 2 затиснуті між металевими прокладками 3. Середня прокладка 3 з'єднана з виводом 4, що проходить через екрановану втулку 5 з ізоляційного матеріалу. Кришка 6 з'єднується з корпусом і через кульку 7 передає тиск пластинам, завдяки чому вимірюваний тиск розподіляється по поверхні кварцових пластин більш рівномірно.

Кварцові пластини звичайно розташовані таким чином, що у вимірювальну схему подається негативний потенціал. Позитивний потенціал подається на корпус датчика. Для зменшення витoku зарядів необхідна дуже якісна ізоляція. З цією ж метою поверхня кварцових пластин ретельно полірують. Використання двох (а іноді і більше) пластин підвищує вихідну е.р.с., оскільки вихідні сигнали пластин складаються.

На рис. 8.38 показаний п'єзоелектричний датчик прискорення, що використовується у вібровимірювальній апаратурі.

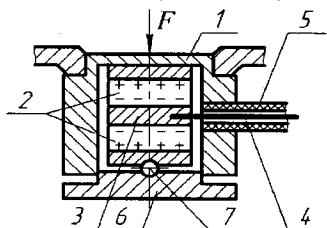


Рис. 8.37. Датчик тиску

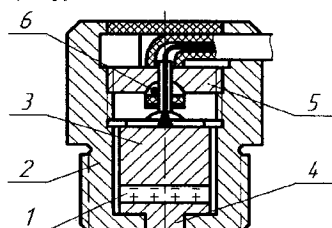


Рис. 8.38. Датчик прискорення

П'єзоелемент 1 з титанату барію розташований у корпусі приладу 2 між інерційною масою 3 і під'ятником 4. Для збільшення сили, що діє на п'єзоелемент при прискореннях, інерційна маса має відносно великі розміри і виготовлена з вольфраму. Пакет з інерційної маси 3, п'єзоелемента 1 і під'ятники 4 притиснутий до підстави корпусу гайкою 5 через сферичну п'яту 6, ізоляційну прокладку, пружинну шайбу і контактну пластину. Вивід сигналу виконаний за допомогою спеціального антивібраційного кабелю.

Робота п'єзоелектричного датчика заснована на фізичному явищі, що називається п'єзоелектричним ефектом. Цей ефект виявляється в деяких кристалах у виді появи на їхніх гранях електричних зарядів різних знаків при стиску кристала у визначеному напрямку.

Потенціометричні датчики призначені для перетворення механічного переміщення в електричний сигнал. Основною частиною датчика є реостат, опір якого змінюється при переміщенні движка, що ковзає по провіднику (схема включення потенціометричного датчика показана на рис. 8.39).

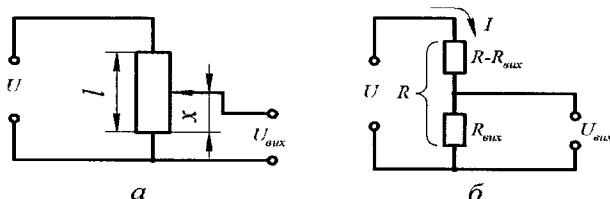


Рис. 8.39. Схема включення потенціометричного датчика

Напруга живлення подається на всю обмотку реостата через нерухомі виводи цієї обмотки. Вихідна напруга, пропорційна переміщенню движка, знімається з одного з нерухомих виводів і з рухомого движка. Така схема включення в електротехніці називається потенціометричною чи схемою дільника напруги.

Якщо опір всієї обмотки датчика позначити через R , а опір частини цієї обмотки, з якої знімається вихідна напруга, через $R_{вих}$, то потенціометрична схема включення датчика може бути представлена як послідовне з'єднання резисторів з опором $R_{вих}$ і $(R - R_{вих})$ (рис. 8.39, б).

Струм через обмотку датчика $I = U / R$, а прикладена напруга розподіляється (поділяється) між послідовно з'єднаними резисторами:

$$U = IR_{вих} + I(R - R_{вих}).$$

Якщо опір обмотки рівномірно розподілити по довжині l , а переміщення движка позначити через X , то вихідна напруга датчика

$$U_{вих} = IR_{вих} = U_x / l.$$

Таким чином, вихідний сигнал датчика пропорційний переміщенню движка. В автоматичних системах движок може бути механічно зв'язаний з яким-небудь пристроєм (клапаном, кермом, антеною, різальним інструментом тощо), положення якого треба вимірити і передати у вигляді електричного сигналу. Зусилля, під дією якого переміщається движок, у цьому випадку дуже велике. Тому для забезпечення надійного контакту між движком і обмоткою варто мати досить велику силу притиснення движка.

В автоматичних приладах для виміру різних неелектричних величин движок датчика з'єднується з чутливим елементом, що перетворює контрольовану величину в переміщення. Зусилля, що розвивається чуттєвими елементами (мембранами, біметалічними пластинами, поплавцями тощо), невелике. Тому не можна сильно притискати движок до обмотки. Наявність ковзного контакту знижує надійність потенціометричного датчика і є його основним недоліком. Для живлення датчика може бути використана як напруга постійного струму, так і напруга змінного струму невисокої частоти.

Вхідним сигналом датчика може бути не тільки лінійне, але і кутове переміщення. В залежності від закону зміни опору обмотки розрізняють лінійні та функціональні потенціометричні датчики.

Основною характеристикою потенціометричного датчика є залежність вихідної напруги $U_{вих}$ від переміщення x . При рівномірному намотуванні ця залежність лінійна тільки на холостому ході, тобто за відсутності опору навантаження, підключеного до вихідних затисків датчика. У реальних умовах до цих затисків підключаються електричні прилади, вхідний опір яких є опором навантаження для датчика.

Для аналізу впливу опору навантаження R_H на основну характеристику датчика, повний опір обмотки якого R , введемо поняття коефіцієнта навантаження $\beta = R_H / R$ і $\alpha = x/l$. Вихідна напруга датчика

$$U_{\text{вих}} = \frac{U_{\alpha}}{1 + \alpha(1 - \alpha) / \beta}.$$

По цьому рівнянню побудуємо залежність $U_{\text{вих}} / U = f(\alpha)$, де U – напруга живлення датчика, для різних значень β (рис. 8.40). Зі зменшенням опору навантаження характеристика датчика стає нелінійною і зростає помилка перетворення. Відношення переміщення движка x до довжини намотування l позначаємо $\alpha = x/l$. Якщо датчик не навантажений, тобто опір навантаження $R_H = \infty$ і $\beta = \infty$, то вихідна напруга лінійно зростає при зміні α від 0 до 1. Графічно ця залежність зображується прямою лінією. При наявності опору навантаження R_H , порівняного з опором обмотки R , ця залежність відрізняється від лінійної, оскільки частина струму, що проходить через датчик, відгалужується у навантаження.

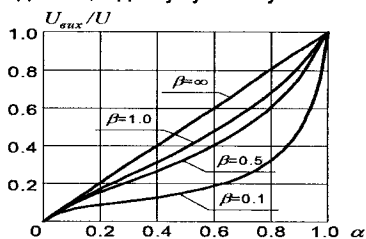


Рис. 8.40. Залежність $U_{\text{вих}} / U = f(\alpha)$

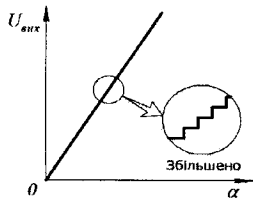


Рис. 8.41. Залежність $U_{\text{вих}} = f(\alpha)$

Важливою характеристикою якості потенціометричного датчика є плавність зміни вихідної напруги. При переміщенні движка по обмотці потенціометра відбувається стрибкоподібна зміна опору, оскільки движок як би перескакує з одного витка на іншій. Це приводить до того, що залежність вихідної напруги від переміщення має східчастий вигляд (рис. 8.41).

Робота **ультразвукових датчиків** заснована на взаємодії ультразвукових коливань з вимірюваним середовищем. До ультразвукового відносяться механічні коливання, що відбуваються з частотою більше 20 000 Гц, тобто вище верхньої межі звукових коливань, сприйманих людським вухом. Поширення ультразвукових коливань у твердих, рідких і газоподібних середовищах залежить від властивостей середовища. Наприклад, швидкість поширення цих коливань для різних газів знаходиться в межах від 200 до 1300 м/с, для рідин – від 1100 до 2000, для твердих матеріалів – від 1500 до 8000 м/с. Дуже сильно виражена залежність швидкості коливань у газах від тиску.

Різні коефіцієнти відображення ультразвукових хвиль на границі розділу різних середовищ, різна і звукопоглинальна здатність різних середовищ. Тому в ультразвукових датчиках інформація про різні неелектричні величини виходить завдяки виміру параметрів ультразвукових коливань: часу їхнього поширення, загасання амплітуди цих коливань, фазового зрушення цих коливань.

Ультразвукові методи виміру відносяться до електричних методів через те, що порушення ультразвукових коливань і прийом цих коливань виконуються електричним способом.

Звичайно для цього використовують п'єзоелементи і магнітострикційні перетворювачі. П'єзоелектричні датчики перетворюють тиск в електричний сигнал, що є прямим п'єзоелементом, який використовується в приймачах ультразвукового випромінювання. Зворотний п'єзоелектричний ефект полягає в стиску і розтягу п'єзокристала, до якого прикладена перемінна напруга. Для порушення ультразвукових коливань і використовується цей ефект. Таким чином, п'єзоелемент може використовуватися поперемінно то випромінювачем, то приймачем ультразвукових коливань.

Ультразвукові коливання мають енергію значно більшу, ніж звукові, оскільки енергія пропорційна квадрату частоти. Крім того, порівняно просто здійснюється спрямоване випромінювання ультразвуку.

В ультразвукових електричних датчиках найбільше поширення одержали магнітострикційні і п'єзоелектричні випромінювачі, збуджувані за допомогою напівпровідникових і електронних генераторів, що виробляють змінну напругу з частотою більш 10 кГц. Часто застосовується й імпульсне збудження ультразвукових випромінювачів.

Магнітострикційний випромінювач стрижневого типу (рис. 8.42, а) представляє собою набір тонких аркушів з феромагнітного матеріалу, на який намотана обмотка збудження. Найчастіше в магнітострикційних випромінювачах використовується нікель і його сплави (інвар і монель), а також ферити. Форма пластини показана на рис. 8.42, б.

Якщо стрижень з феромагнітного матеріалу знаходиться в змінному магнітному полі, то він буде поперемінно стискуватися і розтискатися, тобто деформуватися. Тому що знак деформації не залежить від напрямку поля, то частота коливання деформації буде в два рази більше частоти перемінного збуджуючого поля. Для одержання великих механічних деформацій використовують постійне підмагнічування стрижня, щоб працювати на найбільш крутій ділянці кривої.

Магнітострикційні випромінювачі працюють в умовах резонансу, коли частота збуджуючого поля збігається з частотою власних пружних коливань стрижня, що визначається за формулою

$$f = \frac{1}{2l} \sqrt{\frac{E}{\rho}},$$

де l – довжина стрижня; E – модуль пружності; ρ – щільність матеріалу.

Для нікелевого стрижня довжиною $l=100$ мм частота власних коливань складає 24,3 кГц, амплітуда досягає приблизно 1 мкм. Найвища частота, на якій ще вдається збудити досить інтенсивні коливання, складає 60 кГц, що відповідає довжині 40 мм. Крім основної частоти в стрижні можна збудити і коливання на вищих гармоніках (при відповідному кріпленні стрижня), але з меншою амплітудою.

У п'єзоелектричному випромінювачі ультразвукових коливань використовується пластина кварцу (рис. 8.43), до якої прикладене змінна напруга U_x , що створює електричне поле в напрямку електричної осі X .

Подовжній зворотний п'єзоэффект полягає в деформації пластини по осі X . Поперечний зворотний п'єзоэффект полягає в деформації пластини в напрямку механічної осі Y .

При напругах до 2,5 кВ зберігається пряма пропорційність між величиною деформації і напругою. При великих напругах деформація збільшується не настільки швидко і при $U = 25$ кВ виявляється на 30% меншою. Амплітуда коливань досягає максимуму при рівності частоти прикладеної напруги і частоти власних коливань пластини.

У порівнянні з магнітострикційними п'єзоелектричні випромінювачі забезпечують значно більшу (на 1-2 порядки) частоту ультразвукових коливань.

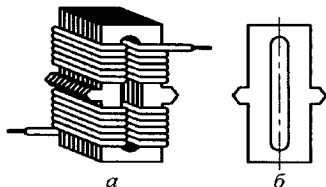


Рис. 8.42. Магнітострикційний випромінювач (а), форма його пластин (б)

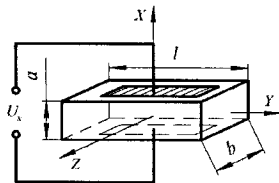


Рис. 8.43. Пластина кварцу п'єзоелектричного випромінювача

Фотоелектричні датчики реагують на зміну освітленості. Як правило, фотоелектричний датчик складається з джерела і приймача світлового потоку (ПСП). Джерелом світлового потоку може бути сам об'єкт виміру чи спеціальний освітлювач (наприклад, у вигляді звичайної лампи накаливання). Досвідчений сталевар, розглядаючи через темно-синій світлофільтр розплавлений метал, може визначити «на око» його температуру, необхідність внесення яких-небудь добавок.

По світловому потоку, що виходить від розпеченого чи розплавленого металу, фотоелектричний пірметр автоматично вимірює температуру. У даному випадку джерелом світлового потоку є сам об'єкт виміру (рис. 8.44, а). Однак частіше використовуються лампи накаливання, що створюють постійний світловий потік, а його зміна відбувається під впливом переміщення шторки (рис. 8.44, б), проходження світла через контрольоване середовище

(рис. 8.44, а), під впливом властивостей контрольованого об'єкта, від якого відбивається світловий потік (рис. 8.44, з).

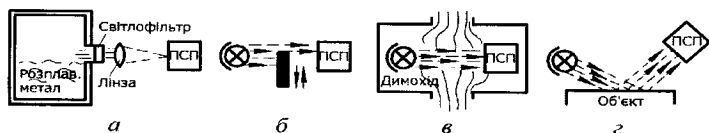


Рис. 8.44. Варіанти зміни світлового потоку

У приймачах світлового потоку фотоелектричних датчиків використовується фотоэффект. Під фотоэффектом розуміють зміну властивостей матеріалу при зміні його освітленості.

Усі фотоелектричні датчики є селективними (вибірковими), тобто їхня чутливість залежить від частоти світлового випромінювання. Іншими словами, ці датчики реагують на визначений колір: червоний, зелений, синій чи інший, включаючи і невидиму частину спектра (інфрачервоне й ультрафіолетове випромінювання). Діапазон довжин хвиль видимого світла $\lambda = 0,38 \dots 0,78$ мкм. Більш короткі хвилі відносяться до ультрафіолетового діапазону, більш довгі – до інфрачервоного.

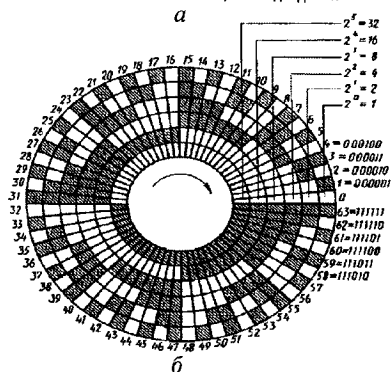
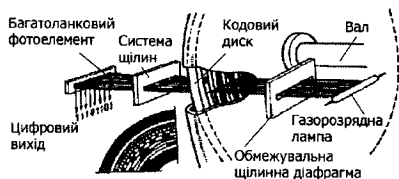


Рис. 8.45. Застосування фотодатчиків для перетворення кута повороту в цифровий код

Фотореле складається з освітлювача, що створює світловий потік і приймача випромінювання (фотоелемента, фоторезистора, чи фотодіода фототранзистора). Приймач випромінювання включений у коло обмотки електромеханічного реле (чи безпосередньо частіше через підсилювач). При попаданні світлового потоку на приймач стрибком змінюється фотострум і спрацьовує реле, здійснюючи необхідні переключення в схемі керування яким-небудь пристроєм.

Розглянемо застосування фотоелектричних датчиків для перетворення кута повороту в цифровий код (рис. 8.45). Освітлювач направляє світловий потік через прозорий диск, на який фотохімічним способом нанесена

кодова шкала з прозорими і непрозорими ділянками. З іншої сторони диска розташовані фотоприймачі, кількість яких дорівнює числу розрядів двійкового числа.

На рис. 8.45, б показаний кодовий диск із шістьма розрядами. Самий старший розряд розташований ближче усього до центра диска.

Прозора ділянка означає двійкову цифру «1», непрозорий – двійкову цифру «0». Якщо у всіх розрядах «0», то це двійковий код числа 0. Якщо у всіх розрядах «1», то це двійковий код десяткового числа 63 ($111111_2 = 63_{10}$). Світло, проходячи через кодовий диск, попадає на фотоприймачі. Наявність вихідного сигналу з фотоприймача приймається за «1», відсутність – за «0». Такий пристрій називається аналого-цифровим перетворювачем чи кодовим датчиком.

Для виміру обертового моменту, застосовуються **фотоелектричні торзіометри**. Перед дровотними тензометрами вони мають ту перевагу, що не мають потребу в струмознімальному пристрої. Вони забезпечують безконтактне знімання сигналу з обертового вала. Принцип дії фотоелектричного торзіометра показаний на рис. 8.46. На випробуваному валу 1 укріплені два диски 2, що мають прорізи (вікна) у радіальному напрямку. Ці диски обертаються разом з валом. Під дією моменту

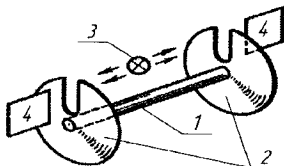


Рис. 8.46. Фотоелектричний торзіометр

навантаження вал скручується і диски зміщуються один щодо одного на кут, пропорційний моменту і відстані між дисками. На нерухомій частині торзіометра розташоване джерело світла 3 (лампа накалювання) і два фотоприймачі 4. Лампа поміщена посередині між дисками, а фотоприймачі розташовані по обох сторонах дисків. При відсутності

обертового моменту, прорізи правого і лівого дисків знаходяться на одній осі і світловий потік одночасно попадає на обидва фотоприймачі. Отже, у цьому випадку фотоструми обох приймачів будуть збігатися по фазі. При збільшенні обертового моменту, диски зміщуються один щодо одного і висвітлення фотоприймачів буде відбуватися не одночасно, а зі зрушенням у часі. Тому фотоструми приймачів 4 виявляться зрушеними по фазі. Кількість прорізів на кожному диску і відстань між ними звичайно вибирають так, щоб при максимальному обертовому моменті, фазове зрушення між фотострумами склав 180° .

При вимірі високих температур (більш 1000°C) широке поширення одержали **пірометри**, що використовують променисту енергію тіл, температура яких вимірюється. За допомогою фотоелектричних датчиків побудовані яркісні пірометри і колірні пірометри.

Фотоелектричний **яркісний пірометр** заснований на використанні залежності між струмом I фотоелемента і температурою T джерела

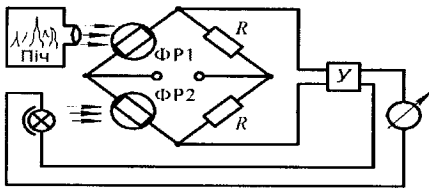


Рис. 8.47. Мостова схема включення яркісного пірометра

випромінювання, що засвітлює фотоелемент. Ця залежність має вид $I = aT^n$, де коефіцієнт a залежить від чутливості фотоелемента, а n – від його спектральної характеристики. Коефіцієнт n досягає 10...12 і може бути збільшений підбором

відповідних світлофільтрів. При використанні як фотоприймачі фоторезисторів їх включають у мостову схему (рис. 8.47). На фоторезистор ФР1 падає світловий потік від контрольованого об'єкта. На фоторезистор ФР2 падає світловий потік від лампочки накалювання. При порушенні балансу моста напруга з його виміральної діагоналі подається на підсилювач, що живить лампу накалювання і змінює її розжарення таким чином, щоб зменшити розбаланс моста. Амперметр у колі лампи накалювання може бути проградуирований в одиницях температури. Градування проводиться за показниками зразкового пірометра. В основу роботи фотоелектричних кольорних пірометрів покладене наступне фізичне явище, назване законом зсуву. При нагріванні тіло випромінює світловий потік, де присутні різні кольори, тобто маються електромагнітні коливання з різними довжинами хвиль. Однак кожній температурі відповідає визначена довжина хвилі, на якій інтенсивність випромінювання максимальна.

Вологість можна визначити по так названій «точці роси» за допомогою фотоелектричного датчика (*психрометра*). Водяна пара, наявна у газі, починає конденсуватися (осаджуватися у виді роси) при визначеній температурі, що залежить від вологості. Для визначення початку осадження роси і служить фотодатчик. Промінь освітлювача падає на маленьке дзеркальце і відбивається на фотоприймач. Поверхня дзеркальця може проохолоджуватися і нагріватися системою терморегулювання, що включається по сигналі фотодатчика. Якщо температура дзеркала знижується до точки роси, то туман, що з'являється на поверхні дзеркала, зменшує світловий потік, що падає на фотоприймач, і фотострум різко зменшується. спрацьовує реле, що включає нагрівач дзеркала. Через деякий час температура дзеркала підвищиться, туман на ньому зникне, фотострум різко зросте і спрацює реле, що включає охолоджувач дзеркала. Таким чином, температура дзеркальця буде безупинно коливатися щодо точки роси.

У машинобудуванні застосовуються фотоелектричні датчики розмірів деталей. За допомогою оптичних систем можна спроектувати контур маленької деталі на дуже велику площу, що істотно підвищує чутливість і точність виміру. Застосовуються фотоелектричні датчики і для визначення задимленості та загазованості при промислових викидах в атмосферу, що дуже важливо для охорони навколишнього середовища і здоров'я людей.

Робота **ємнісних датчиків** полягає в перетворенні вимірюваної величини в ємнісний опір. Тому ємнісні датчики відносяться до параметричних. Принцип роботи ємнісних датчиків заснований на залежності ємності конденсатора від розмірів обкладок, відстані між ними, діелектричної проникності середовища між обкладками.

Ємність конденсатора, що має дві плоскі обкладки, визначається

$$C = \epsilon \epsilon_0 s / d,$$

де ϵ – відносна діелектрична проникність середовища між обкладками; ϵ_0 – діелектрична постійна ($\epsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-12}$ Ф/м); s – площа обкладок; d – відстань між обкладками. Звідси випливає, що зміна ємності конденсатора може відбуватися через зміну кожної з трьох величин: d , s , ϵ . Найбільше поширення отримали ємнісні датчики, що вимірюють лінійні переміщення. На рис. 8.48 показано схему ємнісного датчика лінійного переміщення (а) і залежність ємності датчика від вхідного сигналу – переміщення x (б).

На рис. 8.49 показано схему ємнісного датчика кутового переміщення (а) і залежність ємності датчика від вхідного сигналу – кута повороту α (б). У цьому датчику ємність змінюється через зміну площі взаємного перекриття двох обкладок – пластин 1 і 2. Одна з пластин 1 нерухома, інша 2 – може повертатися на осі щодо пластини 1. Відстань між пластинами не міняється, при повороті пластини 2 міняється активна площа між пластинами 1 і 2.

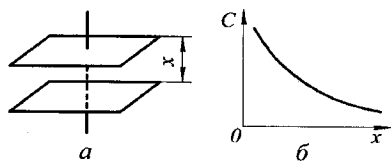


Рис. 8.48. Схема датчика (а) і залежність (б)

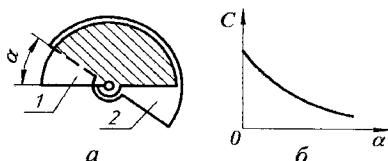


Рис. 8.49. Схема датчика (а) і залежність (б)

На рис. 8.50 показаний ємнісний датчик рівня. У цьому датчику ємність змінюється в залежності від рівня рідини, оскільки змінюється діелектрична проникність середовища між нерухомими пластинами.

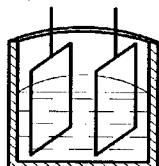


Рис. 8.50. Ємнісний датчик рівня

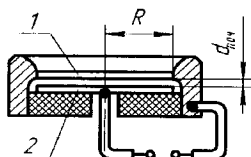


Рис. 8.51. Ємнісний датчик тиску

У ємнісному датчику тиску (рис. 8.51) однією з обкладок конденсатора є плоска кругла мембрана 1, що сприймає тиск P . Інша обкладка 2 датчики нерухомий і має такий же радіус R , що і мембрана 1. Між обкладками

конденсатора мається початковий повітряний проміжок $d_{\text{поч}}$. Під впливом вимірюваного тиску P мембрана прогинається, причому найбільше переміщення має центр мембрани.

Датчики Холла працюють на основі ефекта Холла – фізичного явища, при якому виникає поперечна різниця потенціалів під час розміщення провідника зі постійним струмом у магнітному полі.

Напруженість магнітного поля:

$$E = K \cdot I \cdot H,$$

де $K = k_x / d$ – коефіцієнт, що залежить від матеріалу і товщини пластини d ; k_x – постійна Холла.

Напрямок цієї е.р.с., що називається е.р.с. Холла, перпендикулярно струму і полю, тобто її можна заміряти між бічними поздовжніми гранями пластини (рис. 8.52) за допомогою електровимірювального приладу.

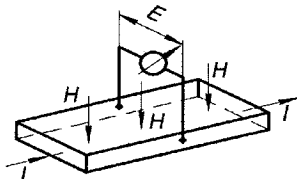


Рис. 8.52. Ефект Холла

Ефект магнітоопору – це інше фізичне явище, що полягає в зміні опору провідних тіл у магнітному полі. Порозумівається це тим, що в присутності магнітного поля на носії струму діє сила Лоренца, що змінює траєкторію їхнього руху. Якби не було магнітного поля, то під дією прикладеного до провідного тілу напруги носії струму переміщалися б по найкоротшому напрямку. Зміна траєкторії під дією магнітного поля завжди подовжує шлях носіїв струму, що виявляється як збільшення опору. У сильних поперечних магнітних полях деякі речовини можуть мати відносне збільшення опору $\alpha = \Delta R / R$ у десятки разів. Найчастіше величина α зв'язана з напруженістю магнітного поля H квадратичною залежністю

$$\alpha = kH^2,$$

де k – коефіцієнт, що залежить від матеріалу і розмірів.

Ефекти Холла та магнітоопору використовуються в датчиках, за допомогою яких можуть бути вимірювані різні електричні та магнітні величини. Крім того, вони можуть використовуватися для математичної обробки електричних сигналів: додавання, множення, розподілу, зведення в квадрат і знаходження кореня; для різних перетворень електричних сигналів.

8.4. ЛОГІКА В ГІДРОПНЕВМОСИСТЕМАХ

Щоб забезпечити необхідні переміщення штоків пневмоциліндрів часто необхідно комбінувати сигнали від декількох елементів управління через логічні функції.

8.4.1. ЛОГІЧНА ФУНКЦІЯ «І»

Логічна функція «І» в пневмогідросистемах реалізується за допомогою клапана двох тисків або шляхом послідовного з'єднання розподільників (рис. 8.53).

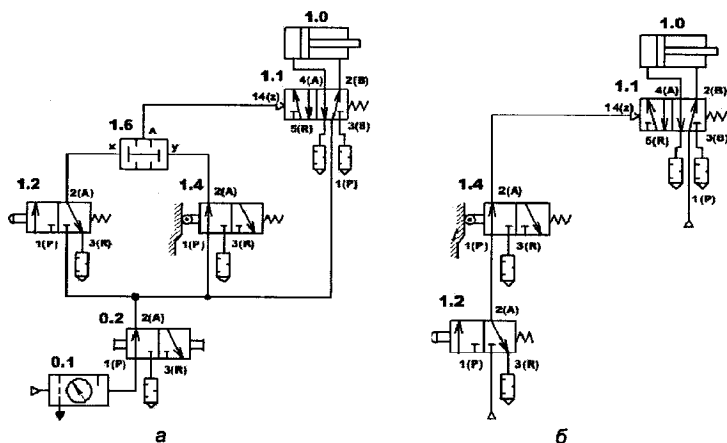


Рис. 8.53. Принципова схема пневмосистеми з реалізацією логіки «І» за допомогою клапана (а) та за рахунок послідовного з'єднання розподільників (б)

Вихід клапана двох тисків ("І" - Елемент) вмикається тільки в тому випадку, якщо є вхідні сигнали на обох входів (X та Y). Входи X і Y клапана двох тисків 1.6 з'єднані з вихідними каналами 2(A) розподільників 1.2 та 1.4. Розподільник 1.4 з керуванням від важеля з роликом приводиться в рух за допомогою наконечника деталі, створюючи при цьому сигнал на вході клапана двох тисків. Так як тільки на одному вході є сигнал керування, то «І»-умова не є виконана і на виході клапана двох тисків сигнал відсутній. Якщо натиснути кнопку розподільника 1.2, то на другий вхід надійде сигнал, виконається логічна «І»-умова і з'явиться сигнал на виході клапана двох тисків. Розподільник 1.1 з пневматичним керуванням перемикається, стиснене повітря надійде в поршневу порожнину циліндра і шток висунеться.

В якості альтернативи клапану двох тисків для реалізації "І"-умови може застосовуватися послідовне з'єднання двох 3/2-розподільників. Сигнал керування проходить через розподільник 1.2 з кнопковим керуванням і розподільник 1.4 з роликовим важелем до керуючому розподільника 1.1. Розподільник 1.1 перемикається тільки тоді, коли виконується логічна умова "І", тобто якщо сигнал керування впливає на обидва розподільника 1.2 та 1.4.

Логічна функція «І» також може бути реалізована на вищому рівні керування в електричній системі. В цьому випадку шток циліндра повинен висуватися тільки при одночасному натисненні на обидві кнопки S1 і S2. На

принциповій схемі контакти двох кнопок S1 і S2 підключені послідовно один за одним (рис. 8.54, в та 8.54 з):

- якщо жодна з кнопок не натиснута, розподільник залишається у вихідній позиції. Шток циліндра втягнутий;
- якщо одночасно натиснути на обидві кнопки, розподільник переключиться. Шток циліндра висувається.
- якщо хоча б одну кнопку відпустити, розподільник повертається у вихідну позицію. Шток циліндра втягується.

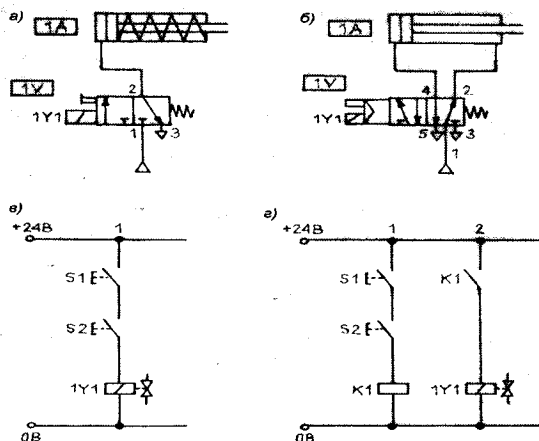


Рис. 8.54 – Послідовне підключення двох контактів (ланцюг «І»): а) пневматична принципова схема 3 циліндром односторонньої дії; б) пневматична принципова схема 3 циліндром двосторонньої дії; в) електрична принципова схема прямого керування; г) електрична принципова схема непрямого управління

Функція «І» в узагальненій формі представлена в таблиці 8.4.

У трьох правих стовпцях значення сигналів показані цифрами:

- 0: Кнопка не натиснута або шток не висунений;
- 1: Кнопка натиснута або шток висунений.

Таблиця 8.4

Логічна функція «І»

Кнопка S1 натиснута	Кнопка S2 натиснута	Шток висунений	S1	S2	1Y1
Ні	Ні	Ні	0	0	0
Так	Ні	Ні	1	0	0
Ні	Так	Ні	0	1	0
Так	Так	Так	1	1	1

8.4.2. ЛОГІЧНА ФУНКЦІЯ «АБО»

Логічна функція «АБО» реалізується в пневмогідросистемах за допомогою перекидного клапана двох тисків або шляхом паралельного з'єднання розподільників (рис. 8.55).

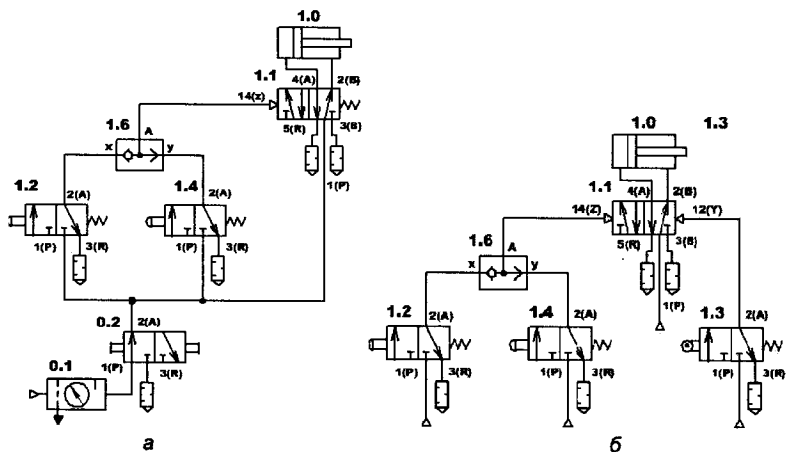


Рис. 8.55. Принципова схема пневмосистеми з реалізацією логіки «АБО» за допомогою клапана (а) та за рахунок паралельного з'єднання розподільників (б)

Виходи обох 3/2-розподільників 1.2 і 1.4 з керуванням від кнопок під'єднані до входів Х та У перекидного клапана 1.6 (клапана «АБО»).

При натисканні однієї з кнопок на вхід Х або У клапана «АБО» надходить сигнал. Умова «АБО» буде виконаною, і тому на виході А клапана «АБО» з'явиться сигнал. Далі сигнал надходить на вхід 14(Z) керуючого розподільника 1.1, що викликає його перемикання. Повітря під тиском надходить у поршневу порожнину циліндра 1.0, і шток циліндра висувається. При натисканні обох кнопок на виході А перекидного клапана також з'являється сигнал. Якщо ж відпустити обидві кнопки, то сигнали на виходах Х і У зникнуть і перекидний клапан з'єднає вхід керування 14(Z) з атмосферою через вихлопний отвір одного з 3/2-розподільників. Зворотна пружина перемкне розподільник 1.1 в початкове положення, при якому стиснене повітря по каналу 2(B) подається в штокову порожнину циліндра, а з поршневої порожнини по каналу 4(A) скидається в атмосферу. Шток циліндра втягується.

При електричному керуванні системою, умова «АБО» виконуватиметься на два різні вхідні елементи, кнопки S1 або S2. На принциповій схемі контакти двох кнопок S1 і S2 підключені паралельно один одному (рис. 8.56 в та 8.56 а):

- якщо жодна з кнопок не натиснута, розподільник залишається у вихідній позиції. Шток циліндра втягнутий;
- якщо, принаймні, одна з кнопок натиснута, розподільник перемикається. Шток циліндра висувається;
- коли обидві кнопки відпущені, розподільник повертається у вихідну позицію. Шток циліндра втягується.

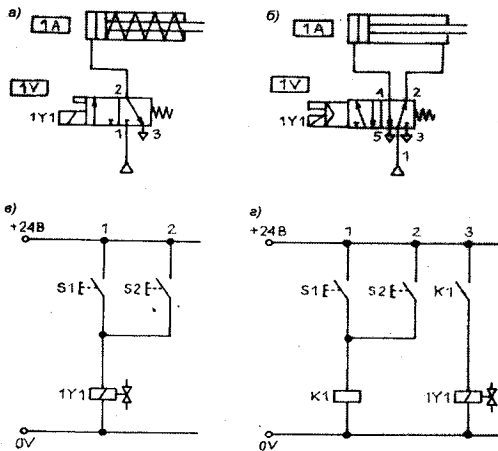


Рис. 8.56 - Паралельне підключення двох контактів (ланцюг АБО): а) пневматична принципова схема з циліндром односторонньої дії; б) пневматична принципова схема з циліндром двосторонньої дії; в) електрична принципова схема прямого керування; г) електрична принципова схема непрямого керування

Функція «АБО» в узагальненій формі представлена в таблиці 8.5.

Таблиця 8.5

Логічна функція «АБО»

Кнопка S1 натиснута	Кнопка S2 натиснута	Шток висунутий	S1	S2	1Y1
Ні	Ні	Ні	0	0	0
Так	Ні	Так	1	0	1
Ні	Так	Так	0	1	1
Так	Так	Так	1	1	1

8.4.3. ЗАПАМ'ЯТОВУВАННЯ СИГНАЛІВ

У розглянутих схемах шток циліндра висувається і залишається в цьому положенні тільки при натиснутих кнопках. Якщо кнопку відпустити під час висунення штока, шток повернеться назад, так і не досягнувши крайнього положення. На практиці ж часто буває необхідне, щоб шток повністю висувався навіть при короткочасному натисненні на кнопку. Для цього потрібно, щоб розподільник залишався у позиції активного перемикання навіть після відпуску кнопки; іншими словами натиснення на кнопку повинне запам'ятати.

Реалізація поставленої задачі можлива за допомогою розподільника з двостороннім керуванням, який залишається в новій позиції перемикання, навіть якщо відповідний електромагніт більше не включений. Цей розподільник використовується як елемент пам'яті (рис. 8.57).

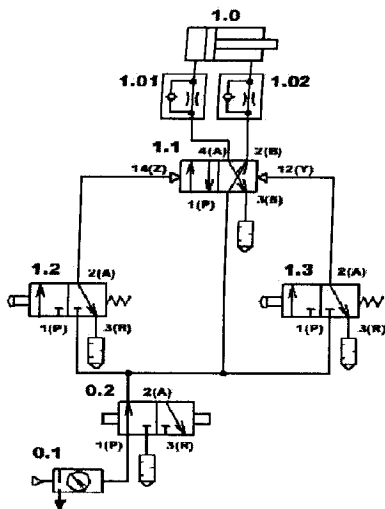


Рис. 8.57. Схема пневмосистеми з реалізацією запам'ятовування сигналу

тиску (рис. 8.58).

Якщо при запуску системи шток не зайняв вихідного положення, то необхідно провести корекцію його положення. Це здійснюється за допомогою кнопок ручного керування 5/2-розподільником з двостороннім пневматичним керуванням і допоміжним ручним керуванням.

У вихідному положенні на всі розподільники не діє сигнал керування, штокова порожнина циліндра повинна перебувати під тиском повітря, і шток поршня повинен залишатися у втягнутому положенні.

При натисканні на кнопку розподільника 1.2 на вході 14(Z) 5/2-розподільника 1.1 з'являється сигнал. 5/2-розподільник перемикається, на його вихід 4(A) подається стиснене повітря, що надходить в поршневу порожнину циліндра і шток циліндра починає висуватися. У цьому положенні розподільник 1.1 залишається навіть у тому випадку, якщо відпущена кнопка

Шток циліндра двосторонньої дії висувається при спрацюванні 3/2-розподільника з керуванням від кнопки. Шток циліндра залишається в крайньому висуненому положенні до тих пір, поки не буде натиснута друга кнопка і відпущена перша. Після цього шток повертається у вихідне положення і залишається в ньому до тих пір, поки не надійде новий стартовий сигнал.

Недоліком представленої схеми є те, що при досягненні штоком кінцевого положення не відбудеться його автоматичне вимкнення, так як в даній схемі відсутня система автоматичного вимкнення. Таких недоліків позбавлена наступна схема, яка має автоматичне керування по

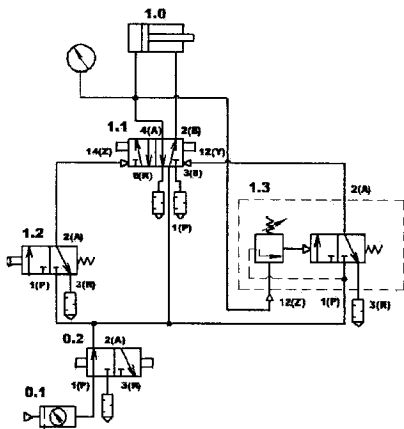


Рис. 8.58. Схема пневмосистеми з керуванням по тиску

розподільника 1.2. Після того, як шток поршня досягне деталі, його рух припиняється і тиск в поршневої порожнини циліндра підніметься. Зростаючий тиск викличе збільшення зусилля на штоку.

Керуючий вхід 12(Z) клапана 1.3 з'єднаний трубопроводом з поршневою порожниною циліндра 1.0. Коли тиск в порожнині циліндра досягає значення тиску налаштування клапана, то 3/2-розподільник клапана 1.3 перемкнеться та здійснить подачу керуючого впливу на розподільник 1.1. Розподільник 1.1 перемкнеться, повітря під тиском надійде у штокову порожнину циліндра, шток поршня втягнеться. При втягуванні поршня тиск в поршневої порожнини циліндра знижується і клапан 1.3 повертається у своє вихідне положення.

Рухом штока циліндра можна керувати шляхом короткочасного натиснення на кнопки S1- висування та S2 – втягування (рис. 8.59).

На обмотки електромагнітів розподільника кнопки можуть впливати напряму або через реле (рис. 8.59 в та 8.59 з). При натисненні на кнопку S1 вмикається електромагніт 1Y1. Розподільник перемикається на ліву позицію, і шток циліндра висувається. Якщо кнопку S1 відпустити до закінчення переміщення, шток продовжить висуватися, оскільки розподільник залишиться в перемкнутій позиції. Якщо натиснути кнопку S2, включиться електромагніт 1Y2. Розподільник перемкнеться на праву позицію, шток почне втягуватися. Відпуск кнопки S2 не надасть на переміщення штока ніякого ефекту.

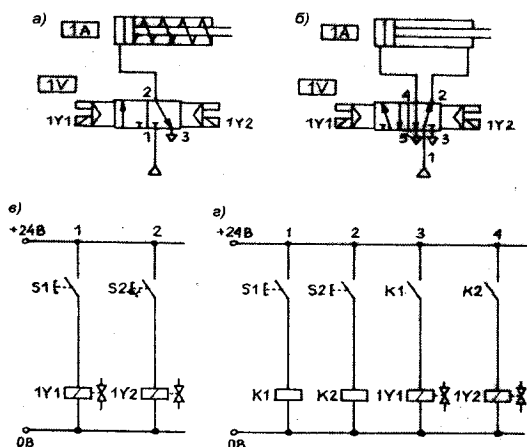


Рис. 8.59. Ручне керування прямим і зворотним ходом штока із запам'ятовуванням сигналу розподільником з двостороннім керуванням: а) пневматична принципова схема з циліндром односторонньої дії; б) пневматична принципова схема з циліндром двосторонньої дії; в) електрична принципова схема прямого керування; г) електрична принципова схема непрямого керування

Принципова схема для автоматичного зворотного ходу поршня представлена на рис. 8.60 б та 8.60 в. При натисненні на кнопку S1 шток висувається. Як тільки шток досягне крайнього висуного положення, струм потече на електромагніт 1Y2 через контакт кінцевого вимикача S2, і шток

втягнеться. Необхідною умовою повернення штока повинен бути відпуск кнопки S1.

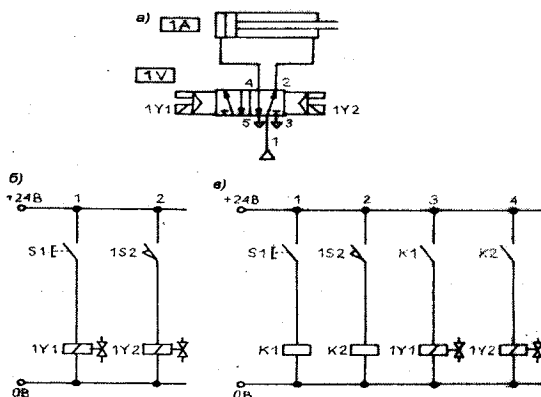


Рис. 8.60. Автоматичний зворотний хід при запам'ятовуванні сигналу за допомогою розподільника з двостороннім керуванням: а) пневматична принципова схема; б) електрична принципова схема прямого управління; в) електрична принципова схема непрямого керування

Безперервне переміщення штока можна реалізувати розподільником з двостороннім керуванням. Шток циліндра безперервно висуватиметься і втягуватиметься, як тільки буде натиснутий перемикач S1. Якщо перемикач повернути в початкове положення, шток зупиниться в крайньому втягнутому положенні. Спочатку система знаходиться в початковому положенні. Шток

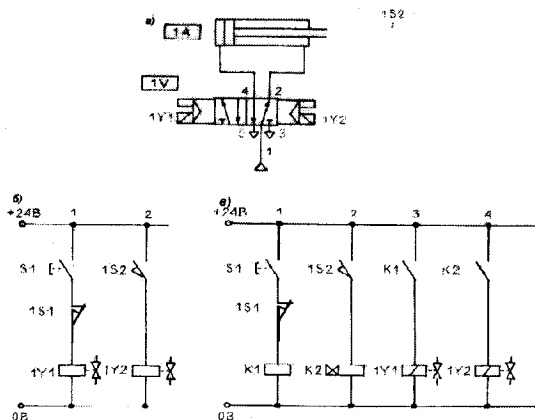


Рис. 8.61. Безперервне переміщення штока при запам'ятовуванні сигналу за допомогою розподільника з двостороннім керуванням: а) пневматична принципова схема; б) електрична принципова схема прямого керування; в) електрична принципова схема непрямого керування

циліндра втягнутий, кінцевий вимикач 1S1 натиснутий (рис. 8.61 б та 8.61 в).

Якщо замкнути контакт S1, шток висуватиметься. При досягненні штоком крайнього висуного положення спрацює кінцевий вимикач 1S2, і шток втягується. Якщо контакт S1 залишиться замкнутим, після повного втягування почнеться новий цикл висування і втягування штока. Якщо ж контакт S1 розімкнати, шток зупиниться в крайньому втягнутому положенні.

Релейна схема з самопідхватом зображена на рис. 8.62. Замикаючи кнопку ВКЛ, ввімкнеться реле, і його контакт К1 замкнеться. Після відпускання кнопки, струм тектиме через контакт К1, залишаючи реле ввімкненим. Сигнал ВКЛ запам'ятовується. Така схема називається схемою з самопідхватом (самоблокуванням).

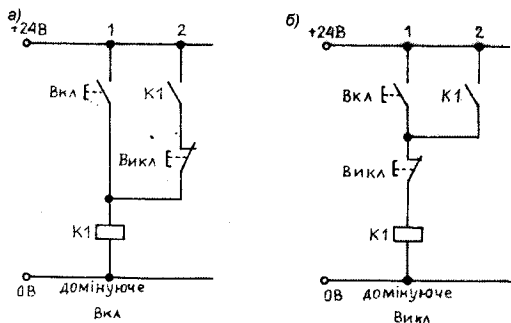


Рис. 8.62. Схема з самопідхватом: а) домінуюче ввімкнення; б) домінуюче вимкнення

Якщо натиснути на кнопку ВИКЛ, ланцюг розривається, реле вимикається. Якщо одночасно натиснути обидві кнопки ВКЛ і ВИКЛ, реле буде ввімкненим. Така схема називається схемою самопідхвата з домінуючим включенням.

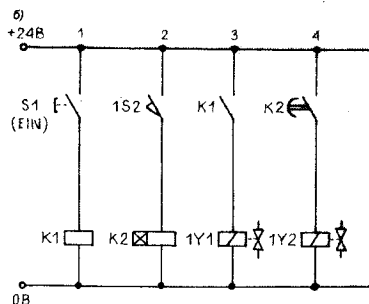
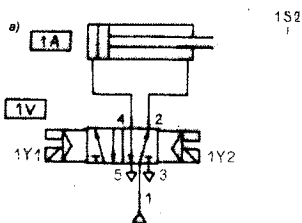


Рис. 8.63. Зворотний хід із затримкою (реле часу із затримкою включення, запам'ятовування сигналу за допомогою розподільника з двостороннім управлінням): а) пневматична принципова схема; б) електрична принципова схема

Схема на рис. 8.62 б працює так само як і схема на рис. 8.62 а, якщо розглядати роздільне натиснення кнопок ВКЛ і ВИКЛ. Але якщо обидві кнопки натиснути одночасно, схема поводить ся по-іншому. Реле не вмикається. Така схема називається схемою самопідхвата з домінуючим вимкненням.

На рис. 8.63 показана схема керування циліндром із затримкою часу втягування штока. При натисненні на кнопку S1 шток висувається. Коли він досягає крайнього положення, спрацьовує кінцевий вимикач 1S2. Струм тече по обмотці реле К2. Але контакт К2 залишається розімкненим, поки не закінчиться заданий час (у нашому випадку 10 секунд). Потім контакт замикається, і шток втягується.

На рис. 8.64 зображена пневматична схема керування із затримкою часу.

На початковому етапі роботи такої системи необхідно виконати корекцію положення штока циліндра, якщо шток виявився не в початковому положенні. Це здійснюється за допомогою ручного курування 5/2-розподільником з двостороннім пневматичним управлінням і допоміжним ручним керуванням. У вихідному положенні на всі розподільники, за винятком кінцевого вимикача (розподільника 1.4, керованого важелем з роликом), не діє сигнал керування, штокова порожнину циліндра перебуває під тиском повітря і шток залишається в складеному стані.

Необхідні

початкові умови для висування штока циліндра: шток повністю втягнутий (ввімкнений кінцевий вимикач 1.4) та ввімкнена кнопка «СТАРТ»

(розподільник 1.2).

Якщо умови старту виконані, то вихідний сигнал клапана двох тисків 1.6 (клапан "I") надходить на вхід 14(Z) розподільника з двостороннім керуванням 1.1, який перемикається. Повітря надходить в поршневу порожнину циліндра, і шток висувається. Швидкість висування штока при цьому налаштовується за допомогою дроселя із зворотнім клапаном 1.02, встановленого на виході з штокової порожнини.

Після початку руху штока кінцевий вимикач 1.4, звільняючись, вмикається. Навіть при натиснутій кнопці розподільника 1.2 умова «I» не виконується і сигнал на вході 14(Z) розподільника 1.1 знімається, однак при цьому положення розподільника 1.1 не змінюється. Нове натискання на кнопку розподільника 1.2 не приведе до старту до тих пір, поки система не займе вихідне положення. При досягненні заданої позиції вмикається кінцевий вимикач 1.3. Через дросель із зворотним клапаном, що входить до складу реле часу 1.5 починається заповнення обсягу повітрям. Швидкість збільшення тиску в ємності залежить від налаштування дроселя реле часу. Якщо тиск досяг необхідного рівня, то вмикається 3/2-розподільник і на керуючому вході 12(Y) розподільника 1.1 з'являється сигнал. Розподільник 1.1 перемикається, шток втягується. Швидкість втягування залежить від налаштування дроселя із зворотнім клапаном 1.01. На початку процесу втягування перемикається кінцевий вимикач 1.3 і ємність реле часу 1.5 з'єднується з атмосферою через дросель із зворотним клапаном і кінцевий вимикач 1.3. Як наслідок, 3/2-розподільник реле часу перемикається в

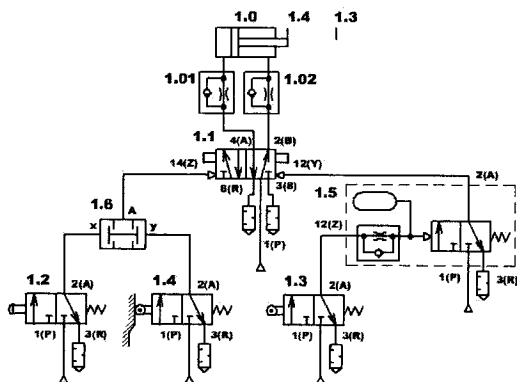


Рис. 8.64. Пневматична система із затримкою часу

початковий стан. Це призводить до зняття сигналу з керуючого каналу 12(Y) розподільника з двостороннім керуванням 1.1. Коли шток поршня займе вихідне положення, то включиться кінцевий вимикач 1.4 і після натискання кнопки клапана 1.2 може початися новий цикл роботи.

8.4.4. ПАРАЛЕЛЬНА РОБОТА ДЕКИЛЬКОХ ВИКОНАВЧИХ ПРИСТРОЇВ

Для реалізації схем з кількома виконавчими пристроями необхідно чітко розуміння задачі керування. Процес руху окремих виконавчих елементів повинен зображуватися на діаграмі «переміщення-крок» спільно з умовами старту та перемикавання. Після уточнення циклограми руху й умов перемикавання проектується принципова схема.

При координуванні переміщення вихідних ланок реалізацію встановлення положення проводиться за допомогою кінцевих вимикачів, в якості яких застосовуються або розподільники, керовані від важелів з роликами, або електричні кінцеві вимикачі.

У вихідних позиціях штоки циліндрів перебуватимуть в втягнутому положенні, що фіксуватимуть кінцеві вимикачі, які будуть або ввімкненими або вимкненими (залежно від схеми підключення).

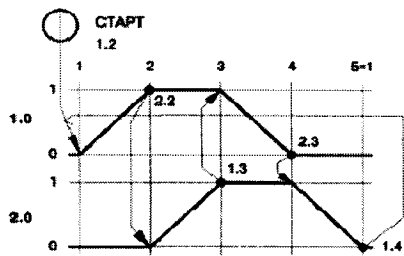


Рис. 8.65. Діаграма "переміщення-крок" для пристрою подачі

Для повторення циклу слід знову натиснути кнопку "СТАРТ".

Необхідна послідовність перемішень штоків циліндрів зображується на діаграмі «переміщення-крок» (рис. 8.65).

Принципова схема пристрою подачі показана на рис. 8.66. У системі

Задана послідовність переміщення виконується, коли оператор натискає кнопку "СТАРТ". Робочий цикл для двох паралельно працюючих циліндрів міститиме наступні кроки: крок 1: Шток циліндра 1 висувається; крок 2: Шток циліндра 2 висувається; крок 3: Шток циліндра 1 втягується; крок 4: Шток циліндра 2 втягується.

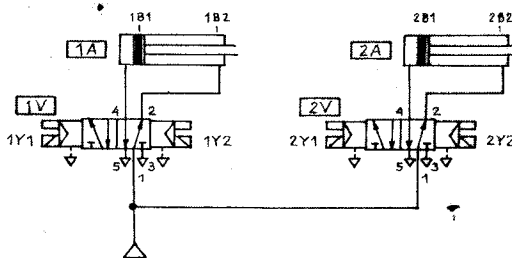


Рис. 8.66. Пневматична принципова схема пристрою подачі

керування використовуються циліндри двосторонньої дії і 5/2-розподільники з двостороннім електромагнітним управлінням.

При проектуванні електричної принципової схеми з використанням реле слід використовувати систематичний підхід. Починати потрібно з датчиків положення і кнопки «СТАРТ». Потім в схему можна додавати ті частини, які відображають окремі кроки послідовності робочого циклу.

У релейній схемі сигнали комбінуються один з одним за допомогою контактів елементів управління, кнопок і реле. Електронні датчики положення, що використовуються, не мають контактів, натомість вони генерують вихідний

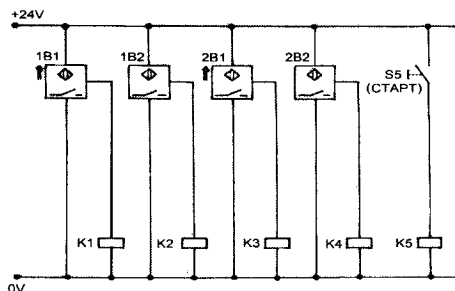


Рис. 8.67. Електрична принципова схема підключення датчиків

сигнал за допомогою електронної схеми. Тому сигнал з кожного датчика включає реле, яке, у свою чергу, перемикає необхідні контакти (рис. 8.67).

Наприклад, якщо спрацює датчик 1B1, струм потече через обмотку реле K1. Відповідні контакти перемкнуться.

Перед початком виконання послідовності переміщень повинні бути виконані наступні умови:

- шток циліндра 1 повинен бути втягнутий (включений датчик положення 1B1 і реле K1);
- шток циліндра 2 повинен бути втягнутий (включений датчик положення 2B1 і реле K3);
- кнопка СТАРТ (S5) повинна бути натиснута.

Якщо всі ці умови виконуються, струм поступає на обмотку реле K6. Включається електромагніт 1Y1, шток циліндра 1A висувається. Коли шток циліндра 1 досягне крайнього висушеного положення, включиться датчик 1B2. По його сигналу включається електромагніт 2Y1, і висувається шток циліндра 2. Коли шток циліндра 2 досягне крайнього висушеного положення, включиться датчик 2B2. По його сигналу виконується третій крок послідовності. Включається електромагніт 1Y2, і шток циліндра 1 втягується. Коли шток циліндра 1 повністю втягнеться, включиться датчик 1B1. По його сигналу виконується ввімкнення електромагніту 2Y2, і шток циліндра 2 втягується. На рис. 8.68 показана повна електрична принципова схема пристрою подачі, включаючи адресацію контактів і позначення струмових ланцюжків.

Стандартна схема підключення елементів курування звичайно лягає в основу проекту релейної системи. Потім в неї додаються специфічні для даного застосування функції, такі як управління послідовністю і логічні функції і «АВАРІЙНИЙ СТОП», який повинен використовуватися на основі

перемикачів з фіксацією. Вся решта елементів управління може бути звичними кнопками або перемикачами. На схемі, представленій на рис. 8.69, функції «Ручний», «Скидання», «Автомат», «Вкл. Тривалий Цикл», «Викл. Тривалий Цикл» і «Старт Одиночного Циклу» виконуються за допомогою кнопок, так само як і реалізація окремих переміщень.

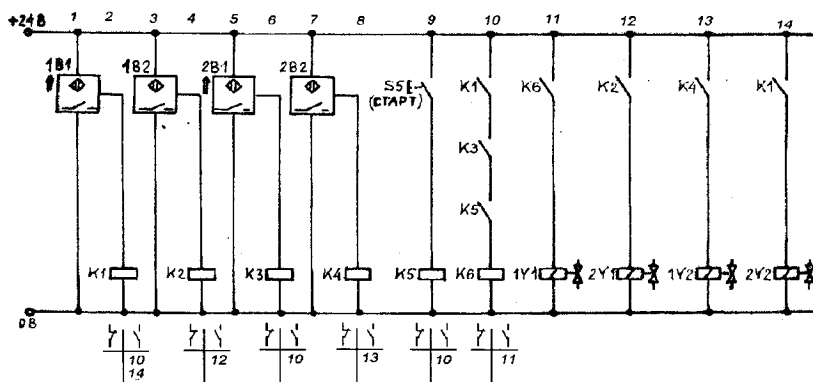


Рис. 8.68. Електрична принципова схема пристрою подачі

Якщо контакт головного вимикача замкнутий, включене реле K1. Через контакт K1 на всю управляючу частину системи подається живлення.

Якщо кнопка «АВАРІЙНИЙ СТОП» натиснута, реле K2 вимикається і його контакти повертаються в початкове положення. Лінія «АВАРІЙНИЙ СТОП» підключена до живлення через нормально замкнутий контакт K2.

Якщо натиснути кнопку «Ручний», включається реле K4, яке стає на самопідхват. Лінія, що позначена на принциповій схемі «РУЧНИЙ», підключена до живлення. Якщо включене реле K3, реле K4 вимикається. Лінія, позначена «РУЧНИЙ», відключається від живлення.

Якщо натиснута кнопка «АВТОМАТ», включається реле K3, яке стає на самопідхват. Лінія, позначена «АВТОМАТ», підключається до живлення. Якщо включиться реле K4, реле K3 вимикається, і лінія «АВТОМАТ» відключається від живлення.

«Вкл. Тривалий Цикл», «Викл. Тривалий Цикл», «Старт Одиночного Циклу» доступні тільки в автоматичному режимі. Тому живлення подається на відповідні реле і контакти через лінію «АВТОМАТ». Якщо вибраний автоматичний режим (реле K3 включене) і натиснута кнопка «Вкл. Тривалий Цикл» (включене реле K5), система починає працювати в тривалому режимі. Це означає, що відразу після закінчення робочого циклу автоматично починається новий цикл. При натисненні на кнопку «Викл. Тривалий Цикл» реле K5 вимикається. Після закінчення останнього кроку робочого циклу система зупиниться. Коли натиснута кнопка «Старт Одиночного Циклу», робочий цикл виконується повністю тільки один раз.

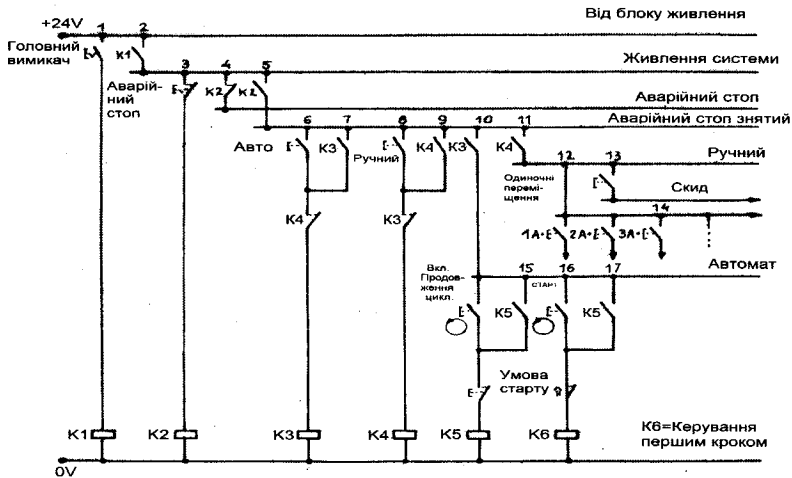


Рис. 8.69. Проект релейної системи керування з вибором режимів за допомогою кнопок

8.5. СЛІДКУВАЛЬНИЙ ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВОД

Слідкувальним гідроприводом називається пристрій, у якому вихідна ланка гідродвигуна відтворює (відслідковує) із певним ступенем точності зміну сигналу регулювання, забезпечуючи при цьому необхідне підсилення вихідної потужності за рахунок зовнішньої енергії.

Гідравлічні слідкувальні приводи складають основу систем програмного регулювання і застосовуються в системах автоматичного та ручного регулювання різноманітними машинами і механізмами, у яких потрібно висока точність і легкість регулювання.

Слідкувальний гідропривод відрізняється від звичайного гідроприводу з регулятором наявністю зворотного зв'язку від гідродвигуна до органа регулювання. Завдяки цьому вихідна величина виконавчого руху (гідродвигуна) забезпечує спостереження за зміною командного сигналу на вході системи.

Принцип роботи слідкувального гідроприводу складається в наступному. Вхідний сигнал, що надходить на вхід гідропривода (рис. 8.70), спричинить переміщення органа регулювання на величину y , що забезпечує пересування на цю ж величину або пропорційну їй (y випадку наявності передачі) гідравлічного регулятора і надходження від зовнішнього джерела енергії (насоса) потоку рідини у виконавчий гідродвигун, забезпечуючи переміщення його вихідної ланки на величину x . Це переміщення у вигляді сигналу, пропорційного значенню вихідного параметра, через зворотний зв'язок передається на вхід системи, створюючи в органі регулювання рух, протилежний (зворотний) початковому руху. Таким чином, слідкувальний

гідропривід можна розглядати як позиційну силову систему по переміщенню, жорсткий зворотній зв'язок якого здійснює узгодження рухів входу і виходу.

Завдяки впливу інерції, пружності і силам тертя взаємне положення регульовального елемента й об'єкта регулювання завжди різне тому забезпечується відхилення регульованої вихідної величини від заданої вхідної.

Різниця між величинами входу і виходу звичайно називають похибкою слідкувальної системи - ($e = y - x$). Сигнал похибки використовується щоб зменшити різницю між величинами входу і виходу системи. Узгодження вхідної і вихідної величини (так, щоб похибка автоматично зменшувалася) здійснюється безупинно за допомогою зворотного зв'язку, що є органічною властивістю слідкувального гідропривода, тому що внаслідок неузгодженості виконавчий двигун одержує через регульовальний елемент енергію для свого руху, тобто приводиться в дію по неузгодженості.

Практично здійснити слідкувальну систему з похибкою, близької до нуля, дуже важко, за винятком тих випадків, коли допускається повільна зміна вхідного сигналу. Коли не потрібна висока точність регулювання або коли навантаження й інші фактори, що впливають на вихід системи змінюються незначно, слідкувальна система може працювати без зворотного зв'язку.

Як вхідна ланка в слідкувальному гідроприводі ручного регулювання застосовуються важелі, педалі, маховики. Якщо слідкувальний пристрій є частиною автоматичного регулювання з регулятором, то органом регулювання може бути датчик.

Вхідна ланка слідкувального гідропривода може безпосередньо регулюватися вхідним сигналом або через підсилювач потужності, на який діє вхідний сигнал. У першому випадку пристрій називається слідкувальним гідроприводом прямої дії, а в другому - непрямої дії.

Як регулятори у слідкувальних гідросистемах застосовуються золотники, струминні трубки, сопла-заслінки.

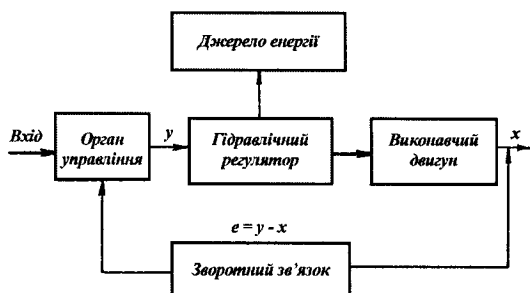


Рис. 8.70. Структурна схема слідкувального гідропривода

Основними вимогами до слідкувального гідропривода є висока швидкодія і точність, під якими розуміється сукупність якостей, що характеризують здатність гідропривода відтворювати з мінімальною помилкою за шляхом і часом переміщення виходу відповідно до заданого переміщення входу. При цьому похибки

за часом характеризують швидкодію, а за шляхом - точність роботи слідувального гідропривода.

Якісну і кількісну оцінку можливостей регулювання дають характеристики слідувального гідропривода. Для сталого руху гідропривода такі характеристики називаються статичними або функціональними. До цих характеристик відносяться швидкісна і тягова характеристики.

Швидкісна характеристика слідувального гідропривода визначає залежність сталої швидкості виконавчого механізму від величини неузгодженості, тобто $v = f(e)$.

Тягова характеристика слідувального гідропривода визначає залежність тягової сили (моменту), яка може бути створена на виконавчому двигуні, від величини неузгодженості, тобто $F = \varphi(e)$ і характеризує працездатність привода під навантаженням.

Узагальнене уявлення про властивості слідувального гідропривода може бути отримане на основі коефіцієнтів підсилення. Енергетичні можливості слідувального гідропривода можуть бути оцінені коефіцієнтом підсилення за потужністю, що для малих змін потужності буде мати вигляд

$$k_N = \frac{N_{ex}}{N_{ввх}}$$

Чим більше k_N , тим вище ККД гідропривода. Підсилення потужності досягається шляхом її відбору від зовнішнього джерела енергії, що живить слідувальну систему. Так як потужність є добутоком тягової сили і швидкості, то розглядають також коефіцієнти підсилення за швидкістю і силою.

Коефіцієнт підсилення гідропривода за швидкістю для малих змін параметрів визначається як відношення швидкості виконавчого руху v до похибки спостереження e при відсутності навантаження

$$k_v = \frac{v}{e}$$

Коефіцієнт k_v визначає крутість швидкісної характеристики і є показником порівняння точності роботи різноманітних гідроприводів.

Коефіцієнт підсилення гідропривода за тягою визначається крутістю тягової характеристики і виражається в загальному вигляді для малих змін параметрів як

$$k_F = \frac{F}{e}$$

Коефіцієнт k_F дозволяє оцінити структурну жорсткість гідропривода під дією навантаження, яка залежить від специфічних властивостей прийнятої схеми регулювання.

Коефіцієнти k_v і k_F характеризують також чутливість гідропривода - здатність реагувати на незначну неузгодженість і малі сили.

Аналогічно можна визначити коефіцієнти підсилення гідропривода за витратами k_Q і за тиском k_p

$$k_Q = \frac{\Delta Q}{\Delta x}; \quad k_p = \frac{\Delta p}{\Delta x},$$

де Δx - зміна величини переміщення регулювальної ланки.

Коефіцієнт k_Q визначає величину зміни витрати на одиницю пересування золотника при постійному тиску.

Коефіцієнт k_p визначає величину зміни тиску в порожнині силового циліндра на одиницю переміщення золотника.

На рис. 8.71 приведені принципова (а) і структурна (б) схеми слідкувального гідропривода із золотниковим регулюванням, який застосовується в будівельних машинах у різноманітних конструктивних варіантах. При надходженні на важіль 1 командного сигналу від задаючого пристрою машини відбудеться поворот диференціального важеля 2 навколо точки 3 і переміщення розподільного золотника 4, у результаті чого рідина надійде в одну з порожнин силового циліндра 5. При цьому точка 3 надасть рух важелю 2, що усуне можливу помилку, введену на початку процесу регулювання. При зупинці важеля 1 поршень циліндра 5 через важіль 2 установить плунжер золотника 4 у нейтральне положення, що приводить до зупинки силового циліндра. При пересуванні плунжера золотника 4 у протилежний бік рух всіх елементів гідропідсилювача буде відбуватися в зворотному напрямку. Диференціальний важіль 2 може бути замінений зубчатою або черв'ячною передачами. Таким чином, кожному положенню важеля 1 відповідає певне положення штока виконавчого циліндра, який безпосередньо діє на робочий орган машини. Розглянута схема може застосовуватися для автоматичного регулювання подачі насоса.

Роздивимось спрощене рівняння розглянутого гідропривода, при якому не враховуються вплив витоків, інерції і пружності частин, що рухаються, сил тертя і стиснення рідини. У цьому випадку швидкість виконавчого руху поршня буде пропорційна переміщенню золотника відносно його середнього

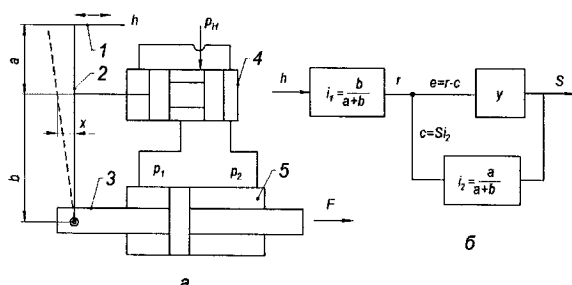


Рис. 8.71. Схема слідкувального гідропривода

положення, тобто пропорційно величині неузгодженості системи. При пересуванні золотника на величину ϵ робоча площа, що відкривається для пропускання рідини в гідроциліндр, буде дорівнює $b\epsilon$ і витрата

рідини становитиме

$$Q = \mu b e \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}.$$

Значення e визначається різницею переміщень ручки 1 (вхідний сигнал h) і штока 3, зведених до переміщення золотника

$$e = hu_1 - xu_2,$$

де u_1 і u_2 - передатні числа відповідно від ручки до золотника і від штока поршня до золотника (через зворотний зв'язок).

Якщо прийняти навантаження на шток поршня рівним F , то $p_1 = F/S$ і витрата

$$Q = \mu b e \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_H - \frac{F}{S} \right)}.$$

Швидкість руху поршня за умовою нерозривності потоку рідини

$$\frac{dx}{dt} = \frac{Q}{S} = \frac{\mu b e}{S} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_H - \frac{F}{S} \right)}, \quad (8.1)$$

де x - переміщення поршня гідроциліндра.

Якщо позначити через k_Q коефіцієнт підсилення системи за витратою

$$k_Q = \frac{\mu b}{S} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_H - \frac{F}{S} \right)}. \quad (8.2)$$

Таким чином отримуємо

$$\frac{dx}{dt} = v = k_Q e. \quad (8.3)$$

Рівняння (8.3) є лінеаризованим диференціальним рівнянням руху системи золотник – гідроциліндр, що дозволяє знайти для кожного значення відкриття золотника сталу швидкість руху поршня виконавчого циліндра.

На рис. 8.72 показана принципова схема регулювання положенням робочого органа будівельної машини, яка створена на основі розглянутого вище механізму. Копіювальний ролик 1 регульовального золотника 2 переміщується разом із машиною 3 уздовж забою, притискаючись до поверхні ґрунту, копіює її профіль і регулює подачу рідини у виконавчий циліндр 5. Останній переміщає виконавчий орган землерийної машини. Зворотний зв'язок при цьому здійснюється корпусом машини.

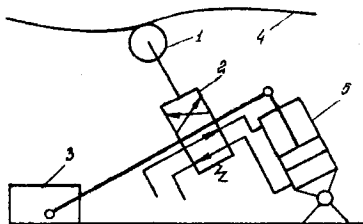


Рис. 8.72. Схема слідкувального гідроприводу будівельної машини

На рис. 8.73 приведена схема насоса з автоматичним регулюванням подачі за допомогою механізму

слідкувальної дії. Виконавчий циліндр 1, поршень якого з'єднаний із втулкою слідкувального золотника 2, керує механізмом регулювання насоса 3. Між поршнем і золотником існує зворотний гідравлічний зв'язок. Живлення слідкувального золотника відбувається від допоміжного насоса 4.

Якщо при установленні слідкувального золотника в положення, що відповідає нульовій подачі, не забезпечується зупинка гідродвигуна, відбувається об'єднання обох порожнин насоса 3 за допомогою нуля - установника 5.

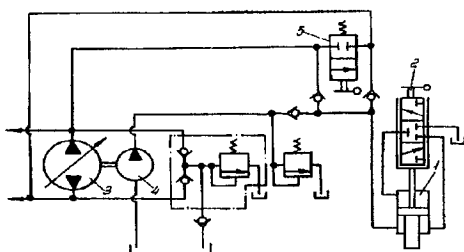


Рис. 8.73. Схема регулювання насоса за допомогою слідкувального гідроприводу

8.5.1. ПРИНЦИПОВІ СХЕМИ СЛІДКУЮЧИХ ГІДРОПРИВОДІВ МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ

Залежно від способу регулювання швидкості руху (частоти обертання) виконавчого механізму слідкувальні об'ємні гідроприводи бувають із дросельним, об'ємним та дискретним регулюванням швидкості руху.

У гідроприводах із дросельним регулюванням швидкості руху основним регулятором служить дросель, що змінює минаючі через нього витрати. Функції дроселів виконує чотирищільний золотник (розподільник) з нульовим чи негативним перекриттям, що встановлює від керуючого сигналу одночасно однакові дросельні щілини як на вході, так і на виході з виконавчого механізму приводу. Дросель на вході у виконавчий механізм (рис. 8.74) встановлюється у гідроприводах, у яких на виконавчий механізм діє статична сила (крутний момент) опору, спрямована в один бік. Дросель на виході із виконавчого механізму (рис. 8.75) встановлюється в гідроприводах, на виконавчий механізм яких діє знакозмінна статична сила (крутний момент) опору. Дросель на вході і виході з виконавчого механізму (рис. 8.76) встановлюється в гідроприводах, на виконавчі механізми яких діють різні за величиною знакозмінні та інерційні навантаження опору.

У гідроприводах з об'ємним регулюванням швидкості зміна швидкості руху (частоти обертання) виконавчого механізму приводу здійснюється за рахунок зміни робочого об'єму насоса (рис. 8.77), робочого об'єму гідромотора або робочих об'ємів насоса і гідромотора (при двозонному регулюванні). Дискретні приводи дозволяють вирішувати задачі позиціонування робочих органів машин і верстатів з необхідною точністю. Завдяки дискретному способу керування такими приводами можливе їхнє

безпосереднє стикування з цифровими керуючими пристроями, до яких відносяться мікропроцесори та комп'ютери.

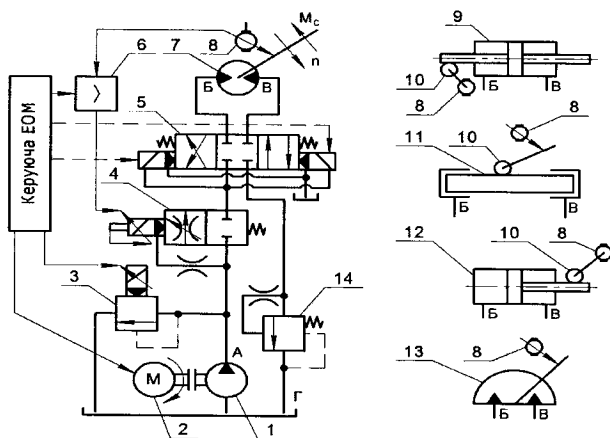


Рис. 8.74. Функціональна схема слідкувального гідроприводу із дроселем, встановленим на вході у виконавчий механізм приводу: 1 – насос з нерегульованим робочим об'ємом; 2 – асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором; 3 – запобіжний клапан із пропорційним електричним управлінням; 4 – регульований дросель з пропорційним електричним управлінням; 5 – гідророзподільник з електрогідравлічним управлінням; 6 – підсилювач (суматор); 7 – гідромотор з нерегульованим робочим об'ємом; 8 – тахогенератор; 9 – гідроциліндр із двобічним розташуванням штоків (двоштоковий); 10 – передавальний механізм; 11 – перетворювач прямолінійного руху в поворотний; 12 – гідроциліндр з одностороннім розташуванням штока (одноштоковий); 13 – поворотний гідромотор; 14 – гідроклапан тиску

Дискретні гідро- та пневмоприводи відрізняються від слідкувальних приводів простою конструкцією і меншою чутливістю до чистоти робочого середовища, зміни рівня керуючого сигналу і коливанням тиску джерела потужності.

Основним регулюючим елементом автоматизованого гідроприводу є електрогідравлічний підсилювач потужності або дроселюючий розподільник з пропорційним електричним управлінням або мікропроцесори. У гідроприводах з об'ємним регулюванням швидкості руху зазначені агрегати встановлюються у пристроях управління робочим об'ємом насоса чи гідромотора, у приводах із дросельним регулюванням швидкості руху між джерелом живлення (насосом) і виконавчим механізмом гідроприводу, у приводах з дискретним регулюванням застосовуються крокові гідро- та пневмодвигуни з цикловим керуванням.

Особливостями конструкцій слідкувальних гідроприводів є, по-перше, застосування регуляторів та іншої апаратури з пропорційним електричним управлінням, а по-друге, наявність зворотних зв'язків. Крім цього, для забезпечення динамічної стійкості слідкувального електрогідравлічного приводу використовуються електричні та гідромеханічні корегувальні

пристрої. Зворотні зв'язки можуть бути електричні, гідромеханічні або комбіновані, що складаються з електричних і гідромеханічних елементів.

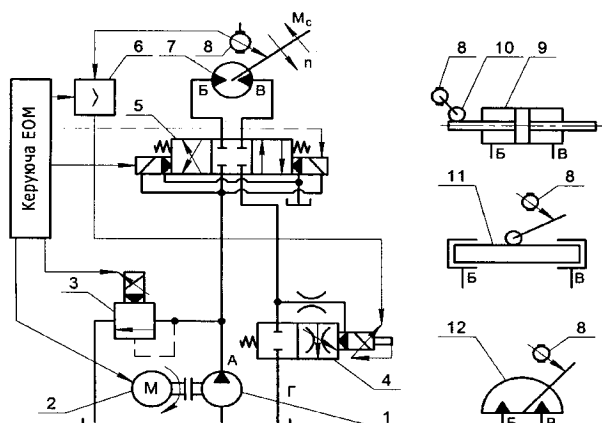


Рис. 8.75. Функціональна схема слідкувального гідроприводу із дроселем, встановленим на виході із виконавчого механізму: 1 – насос з нерегульованим робочим об'ємом; 2 – приводний електродвигун; 3 – запобіжний клапан із пропорційним електричним управлінням; 4 – дроселюючий розподільник; 5 – розподільник з електричним управлінням чи електрогідропідсилювач потужності; 6 – підсилювач (суматор); 7 – гідромотор з нерегульованим робочим об'ємом; 8 – тахогенератор; 9 – гідроциліндр із двобічним розташуванням штоків; 10 – передавальний механізм; 11 – перетворювач прямолінійного руху в поворотний; 12 – поворотний гідромотор

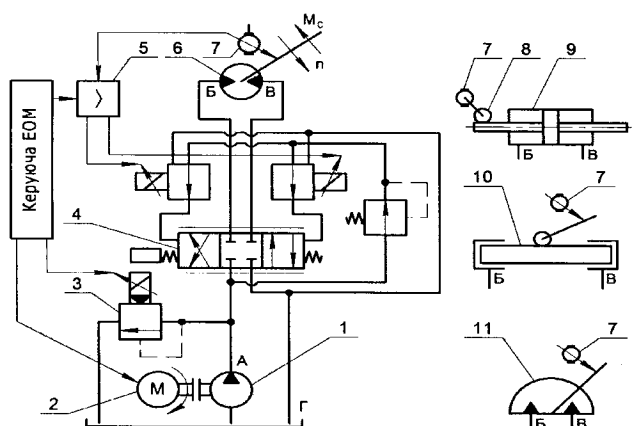


Рис. 8.76. Функціональна схема слідкувального гідроприводу із дроселями, встановленими на вході і на виході із виконавчого механізму: 1 – насос з нерегульованим робочим об'ємом; 2 – приводний електродвигун; 3 – запобіжний клапан із пропорційним електричним управлінням; 4 – дроселюючий розподільник; 5 – підсилювач (суматор); 6 – гідромотор з нерегульованим робочим об'ємом; 7 – тахогенератор; 8 – передавальний механізм; 9 – гідроциліндр із двобічним розташуванням штоків; 10 – перетворювач прямолінійного руху в поворотний; 11 – поворотний гідромотор

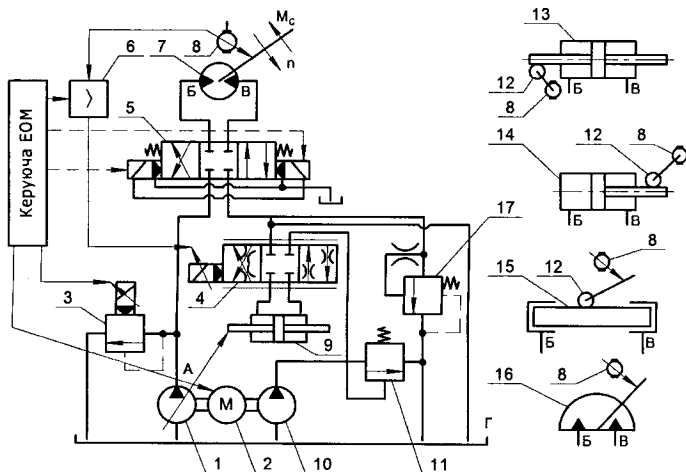


Рис. 8.77. Функціональна схема слідкувального гідроприводу з об'ємним регулюванням швидкості руху виконавчого механізму: 1 – насос з регульованим робочим об'ємом; 2 – приводний електродвигун; 3 – запобіжний клапан із пропорційним електричним управлінням; 4 – дроселюючий розподільник із пропорційним електричним управлінням чи електрогідропідсилювач потужності; 5 – гідророзподільник з електрогідравлічним управлінням; 6 – підсилювач (суматор); 7 – гідромотор з нерегульованим робочим об'ємом; 8 – тахогенератор; 9 – гідромеханічний пристрій (гідроциліндр); 10 – допоміжний насос низького тиску; 11 – запобіжний клапан; 12 – передавальний механізм; 13 – гідроциліндр із двобічним розташуванням штоків; 14 – гідроциліндр з однібічним розташуванням штока; 15 – перетворювач прямолінійного руху у поворотний; 16 – поворотний гідромотор; 17 – гідроклапан тиску

Слідкувальні гідроприводи із дросельним і об'ємним регулюванням швидкості руху можуть мати головний зворотний зв'язок – за положенням і додаткові зворотні зв'язки, що застосовуються в наступних випадках: **за швидкістю**, якщо у складі статичного зусилля (крутного моменту) опору мається істотна за величиною складова, залежна від швидкості руху виконавчого механізму; **за прискоренням**, якщо на виконавчий механізм приводу діють значні за величиною знакозмінні навантаження опору; **за «динамічним тиском»**, що представляє першу похідну за тиском, якщо на виконавчий механізм діють значні за величиною інерційні навантаження опору.

Залежно від конкретних вимог, пропонованих до якості роботи слідкувального гідроприводу, застосовуються головний і відповідні додаткові зворотні зв'язки

Слідкувальні гідроприводи мають або відкриту систему циркуляції робочої рідини, або замкнуту систему циркуляції. Гідроприводи з відкритою системою циркуляції застосовуються, в основному, у стаціонарних машинах. Замкнута циркуляція робочої рідини використовується в гідроприводах транспортних машин. У гідроприводах, що забезпечують двозонне регулювання, застосовують замкнуту систему циркуляції робочої рідини.

Гідроприводи з відкритою системою циркуляції робочої рідини забезпечують гарну фільтрацію і низький температурний режим робочої рідини, що обумовлює використання недорогих мастил нафтового походження. Однак, такі гідроприводи мають більшу вагу внаслідок значної ємності бака, рівної трихвилинної продуктивності встановленого насоса.

Об'ємне регулювання швидкості руху здійснюється із застосуванням системи управління робочим об'ємом насоса (перша зона регулювання), або робочим об'ємом гідромотора (друга зона регулювання), або робочим об'ємом як насоса так і гідромотора (двозонне регулювання). У автоматизованих гідроприводах для регулювання робочого об'єму гідромашини застосовується слідкувальний пристрій. Наприклад, слідкувальна система управління робочим об'ємом аксіально-поршневого насосу НА складається з: блока управління, дросельного розподільника (або підсилювача потужності), гідроциліндра і допоміжного насоса з нерегульованим робочим об'ємом. Насос має наступну технічну характеристику: номінальний тиск $P_H = 2,5 \text{ МПа}$, номінальна продуктивність $Q_H = 9,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$. У залежності від сили струму I_y встановлюється відповідні однакові дроселючі щілини у нагнітальній і зливної ліній дросельного розподільника (наприклад, типу РП), через які допоміжний насос з'єднується з гідроциліндром (або двома гідроциліндрами). Останній встановлює шайбу насоса на кут β відповідно значенню сили струму I_y .

Корисний перепад тиску на гідроциліндрі 3:

$$P = P_H - 2 \cdot \Delta P_{щ} = 2,5 - 2 \cdot 0,5 = 1,5 \text{ МПа},$$

де P_H – тиск на виході із допоміжного насоса, $P_H = 2,5 \text{ МПа}$; $\Delta P_{щ}$ – втрата тиску в одній щілині золотника дросельного розподільника, $\Delta P_{щ} = 0,5 \text{ МПа}$.

Зусилля на штоку гідроциліндра:

$$F = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot P \cdot \eta_m = F_C,$$

де η_m – механічний ККД гідроциліндра, $\eta_m = 0,95$.

Якщо взяти діаметр штока $d = 10 \text{ мм}$ ($0,01 \text{ м}$), то внутрішній діаметр гідроциліндра:

$$D_p = \sqrt{\frac{4F_C}{\pi \cdot P \cdot \eta_m} + d^2},$$

де F_C – статичне зусилля опору, що вибирається відповідно типорозміру насоса.

Розрахункове значення D_p приймається відповідно стандартним значенням D_p , мм: 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125.

Тоді необхідна витрата рідини – Q , м³/с на вході у гідроциліндр:

$$Q = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot v,$$

де v – швидкість руху штока гідроциліндра, яка вибирається відповідно типорозміру насоса типу НА, м/с.

Вибирається дросельний розподільник типу РП при дотриманні наступних умов:

– номінальний тиск $P_{II} > P_H$;

– номінальна витрата рідини $Q_{II} > Q$,

де індексом «II» позначені паспортні значення розподільника.

8.5.2. СЛІДКУЮЧІ ПНЕВМОПРИВОДИ МЕХАНОТРОННИХ СИСТЕМ

За необхідності забезпечення контрольованого руху робочого органу та позиціонування з потрібною точністю у будь-якому проміжному положенні у межах заданого діапазону переміщення застосовують слідкувальні пневматичні приводи.

Слідкувальні пневмоприводи поділяються на безперервні (лінійні та нелінійні) і дискретні – цифрові та імпульсні.

Цифрові слідкувальні пневмоприводи характеризуються наявністю в них елементів, які здійснюють квантування сигналів за часом і рівнем. Якщо має місце квантування сигналів лише за часом, то такий привід є імпульсним, для якого характерна амплітудноімпульсна модуляція сигналів.

Принцип дії слідкувального пневмоприводу полягає у безперервному порівнянні вхідного керуючого сигналу з переміщенням вихідної ланки виконавчого пневмодвигуна або механічно з ним пов'язаного робочого органу технологічного обладнання та у регулюванні потоку робочого середовища (стисненого повітря) пропорційно величині неузгодження зазначених параметрів. Слідкувальні пневмоприводи працюють у відповідності до встановленої для них програми. Дана програма передбачає виявлення відхилень регульованої величини від керуючої дії і, як наслідок, дії на об'єкт регулювання, з тим, щоб звести виникле відхилення до нуля.

Таким чином, слідкувальний пневмопривод представляє собою замкнену активну динамічну систему, яка керує об'єктом регулювання. При цьому регульована величина з тим чи іншим ступенем точності відтворює прикладену до системи керуючу дію. Дану функціональну властивість можна виразити такою залежністю

$$y = k_x \cdot x, \quad (8.4)$$

де y – переміщення вихідної ланки приводу; k_x – передатний коефіцієнт приводу; x – вхідна керуюча дія.

Подібний принцип роботи характерний для систем автоматичного регулювання.

Структура сучасних дискретних слідкувальних пневмоприводів багато у чому визначається типом датчика зворотного зв'язку (ДЗЗ) та місцем його розташування. При використанні навісних або вбудованих у пневмодвигуні стаціонарних аналогових ДЗЗ структура слідкувального пневмоприводу має вигляд, показаний на рис. 8.78, а. У тих випадках, коли цифрові ДЗЗ не вбудовані до пневмодвигуна, а розміщені на об'єктах регулювання, тобто зовнішні ДЗЗ, структура слідкувального пневмоприводу набуває такого вигляду, який представлено на рис. 8.78, б.

В існуючих структурах дискретних слідкувальних пневмоприводів можна виділити ряд основних пристроїв, наділених певними функціями.

У вільно програмованому контролері (ВПК), виконуючому функції вимірювального пристрою, порівнюються поточні значення регульованої величини (координати або тиску) з керуючою запрограмованою дією та на основі цього порівняння формується сигнал похибки – первинний сигнал керування. У ВПК інформація про поточне значення регульованої величини надходить каналом зворотного зв'язку. Ця інформація формується за допомогою аналогових або цифрових ДЗЗ.

При використанні у каналі зворотного зв'язку аналогових ДЗЗ (наприклад, потенціометрів лінійного або кутового переміщення), потрібний перетворювач аналогового сигналу у цифровий, зручний для ВПК, а також перетворювач цифрового сигналу похибки від ВПК у відповідну напругу постійного або змінного струму, яким є цифро-аналоговий перетворювач (ЦАП). Як правило, ЦАП мають у своєму складі підсилювачі потужності, призначені для підсилення сигналу похибки до значення, зручного для керування електропневматичними підсилювачами потужності (ЕППП).

При використанні цифрових ДЗЗ (рис. 8.78, б) у АЦП немає потреби, а інформація від них у цифровому вигляді надходить безпосередньо до ВПК. Регулююча дія (наприклад, зусилля на штоці виконавчого пневмодвигуна), безпосередньо прикладена до об'єкту регулювання (ОР), створюється за допомогою силової частини слідкувального пневмоприводу, яка складається з електропневматичного підсилювача потужності, виконавчого пневмодвигуна (ВПД) та механічної передачі (МП). Остання може входити до складу слідкувального пневмоприводу, коли ДЗЗ вбудовано не до ВПД, а до об'єкту регулювання (наприклад, до супорта верстату). Це характерно для випадків побудови слідкувальних пневмоприводів на базі безштокових ВПД з магнітним зв'язком або пневмом'язів (шлангових ВПД).

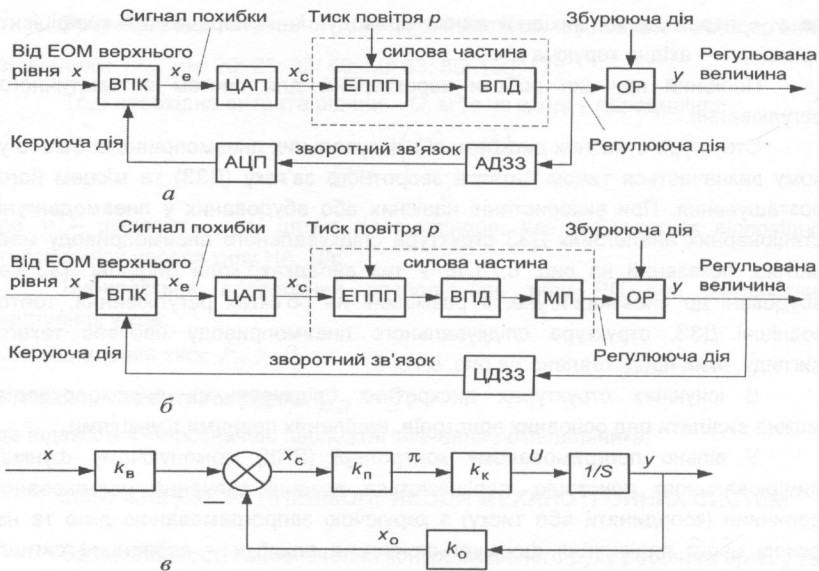


Рис. 8.78. Структурні схеми дискретних слідкувальних пневмоприводів зі вбудованими навісними або вбудованими стаціонарними аналоговими ДЗЗ (а), із зовнішніми цифровими ДЗЗ (б) та спрощеною математичною моделлю (в)

Електропневматичний підсилювач потужності призначений для керування потоком енергії (стиснене повітря під тиском p), то надходить від джерела енергії – компресора (ресивера). У схемах слідкувальних пневмоприводів, підсилювачами потужності є дросельні або струминні пропорційні розподільувачі повітря з електромагнітним керуванням, які також є й перетворювачами електромагнітної енергії керуючого сигналу (сигнал похибки) в енергію стисненого повітря.

У якості виконавчих пневматичних двигунів у слідкувальних пневмоприводах використовують пневмодвигуни поступального та обертального руху з навісними або вбудованими стаціонарними датчиками положення вихідної ланки (рис. 8.79), які виконують функції аналогових (потенціометричних) або цифрових (кодових, імпульсних) ДЗЗ.

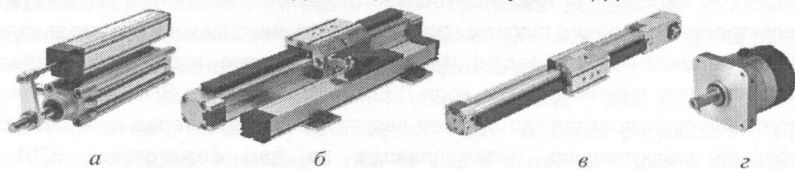


Рис. 8.78. Виконавчі пневмодвигуни: штокові (а) і безштокові (б) з навісними ДЗЗ; безштокові зі вбудованими ДЗЗ (в), неповнообертові зі вбудованими ДЗЗ (г)

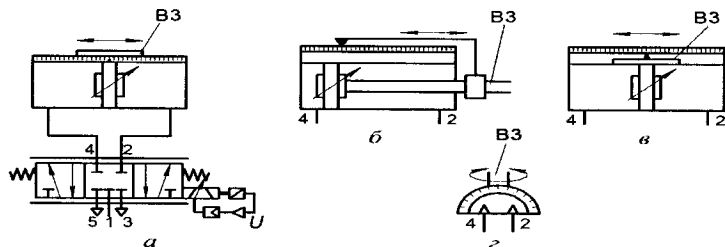


Рис. 8.79. Схема слідкувальних пневматичних пристроїв на базі безштокового пневмодвигуна зі вбудованим датчиком та пропорційного 5/3-пневморозподільювача з електромагнітним керуванням (а); умовні графічні позначення штокових (б) і безштокових (в) пневмодвигунів з навісним нестационарним датчиком та неповнообертового зі вбудованим стаціонарним датчиком (г)

За аналогією зі схематичним позначенням слідкувальних пневмоприводів на основі безштокових пневмодвигунів зі вбудованими датчиками (рис. 8.79, а) є позначення пневмодвигунів з навісними (в) датчиками зворотного зв'язку за положенням вихідної ланки (ВЛ), поршневіх штокових пневмодвигунів з навісними ДЗЗ (б), а також лопатевих неповнообертових пневмодвигунів зі вбудованими ДЗЗ (г).

Переміщення виконавчим пневматичним двигуном об'єкту регулювання (робочого органу) відбувається у напрямку зменшення похибки, що входить до його складу. Якщо похибка дорівнює нулю, то значення регульованої величини співпадає зі значенням керуючої дії. Крім керуючої дії, завжди прикладаються збурюючі дії, які спричинюють відхилення регульованої величини від потрібного значення. Основний вплив на роботу слідкувальних пневмоприводів здійснюють, як правило, зовнішні збурюючі дії (наприклад, сили різання при операціях механообробки, внутрішні збурення у вигляді випадкових перешкод, які містяться у сигналах (фон випрямних пристроїв, витоки робочого тіла тощо), моментних збурень, що з'являються за наявності кінематичних похибок напрямних, гальмівних механізмів тощо).

Схеми сліду вальних пневмоприводів можна значно ускладнити, якщо до них ввести пристрої, які дозволяють здійснювати контрольовані зміни властивостей приводу залежно від умов його роботи. Подібні пристосовані (адаптивні) системи можна побудувати таким чином, що вони зможуть виконувати самоаналіз успішності контрольованих змін своїх властивостей.

Аналіз і синтез слідкувальних пневмоприводів ускладнюється через необхідність урахування пружних деформацій і люфту у кінематичних ланцюгах механізмів передачі між ВПД та об'єктом регулювання; врахування низки інших нелінійностей (наявність тертя у напрямних, обмеження моменту або зусилля, яке розвиває ВПД тощо); урахування дискретного характеру керування керуючих ВПК, ПЕОМ та інших факторів.

За постійного зовнішнього навантаження та сталого руху вихідної ланки основні процеси порівняння сигналів і регулювання потоку робочого середовища можна спрощено представити рівняннями :

$$x_c = k_b \cdot x - k_o \cdot y; \quad (8.5)$$

$$Q = k_n \cdot x_c; \quad (8.6)$$

$$V = k_k \cdot Q; \quad (8.7)$$

$$y = (1/S) \cdot V, \quad (8.8)$$

де x_c – результуючий сигнал операції порівняння; k_b і k_o – передатні коефіцієнти вхідного пристрою та зворотного зв'язку; Q – потік (витрата) робочого середовища крізь ЕППП; k_n – коефіцієнт пропорційності ЕППП; V – швидкість руху вихідної ланки; k_k – коефіцієнт робочої камери об'ємного ВПД; $1/S$ – оператор інтегрування.

Рівняння (8.5) відображає дію порівнювального пристрою. Керуючий сигнал x порівнюється з вихідним переміщенням y з урахуванням передатних коефіцієнтів (сумуються з протилежними знаками). Величина x_c відображає зсув золотника дросельного механізму розподілу (ДМР) у складі ЕППП від середнього положення відносно колекторної втулки, тобто відносно отвору для підведення стисненого повітря.

Для дроселюючих ЕППП рівняння витрати повітря крізь дроселюючу щілину, рівняння сил на вихідній ланці та залежність площі дроселюючої щілини від зсуву золотника можна представити у такому вигляді:

$$\begin{cases} Q = \mu f \sqrt{(2/\rho)(p_n - p_d)}; \\ H_d = q_d (p_d - \sigma_d p_n) \eta_{д.м}; \\ f = Q d_3 \psi_n x_c. \end{cases} \quad (8.9)$$

де μ – коефіцієнт витрати (для золотникових ЕППП $\mu = 0,6 \dots 0,8$); ρ – щільність повітря; p_n – тиск у напірній порожнині компресора; p_d – тиск у напірній порожнині ВПД; d_3 – діаметр золотника ДМР; ψ_n – коефіцієнт використання периметра золотника; H_d – зовнішнє статичне навантаження на вихідній ланці ВПД; q_d – питомий робочий об'єм пневмодвигуна; $\eta_{д.м} = 0,8 \dots 0,85$ – механічний к.к.д. пневмодвигуна; σ_d – співвідношення ефективних площ робочих порожнин ВПД (у безштокових ВПД $\sigma_d = 1$).

Спільний розв'язок рівнянь (8.9) та приведення до вигляду рівняння (8.5), дає можливість отримати у даному окремому випадку розгорнутий вираз для коефіцієнта пропорційності дроселюючого пневмопривода

$$k_n = \mu \pi d_3 \psi_n \sqrt{(2/\rho)} \left[(1 - \sigma_d) p_n - H_d / (q_d \eta_{д.м}) \right]. \quad (8.10)$$

Питомий робочий об'єм пневмодвигуна

$$q_d = \delta W_c / \delta y, \quad (8.11)$$

де δW_c – елементарний об'єм порожнини пневмодвигуна; δu – елементарне переміщення вихідної ланки об'ємного пневмодвигуна.

Рівняння зв'язку швидкості вихідної ланки з потоком повітря до робочої порожнини ВПД має вигляд

$$v = \eta_{д.о} Q / q_d, \quad (8.12)$$

де $\eta_{д.о}$ – об'ємний к.к.д. пневмодвигуна.

Як наслідок, представлений у рівнянні (8.5) коефіцієнт робочої порожнини у розглянутому окремому випадку буде дорівнювати

$$k_k = \eta_{д.о} / q_d. \quad (8.13)$$

Об'ємний к.к.д. пневмодвигуна

$$\eta_{д.о} = Q_{д.н} / Q_d, \quad (8.14)$$

де $Q_{д.н}$ – ідеальна витрата об'ємного ВПД; Q_d – дійсна витрата ВПД.

Номинальне значення об'ємного коефіцієнта для пневмоциліндрів $\eta_{д.о} = 0,8 \dots 0,85$.

Спрощена математична модель (8.5) – (8.14) слідкувального пневмоприводу представлена у вигляді структурної схеми на рис. 8.78, в. Наведена схема відображає головну особливість – наявність замкненого контуру регулювання, утвореного від'ємним зворотним зв'язком.

Коефіцієнт підсилення усього контуру регулювання дорівнює добутку передатних коефіцієнтів послідовно розташованих ланок:

$$k_v = k_n \cdot k_k \cdot k_o. \quad (8.15)$$

Величину k_v називають **добротністю** за швидкістю, яка безпосередньо впливає на похибку слідкування.

З рівнянь (8.5) – (8.7), враховуючи (8.15), отримаємо

$$y = k_x \cdot x - v / k_v,$$

де $k_x = k_n / k_o$ – передатний коефіцієнт.

При порівнянні отриманого рівняння з початковим (8.4) видно, що при сталому русі вихідної ланки зі швидкістю v завжди існує **швидкісна** похибка слідкування

$$\Delta y = v / k_v. \quad (8.16)$$

Формули (8.10) і (8.13) для коефіцієнтів k_n і k_k , що входять до виразу для визначення добротності контуру регулювання, дозволяють оцінювати вплив параметрів слідкувального приводу на швидкісну похибку слідкування. Для зниження цієї похибки необхідно збільшити добротність k_v контуру.

Спільна властивість усіх типів слідкувальних пневмоприводів з дросельним керуванням – це взаємозв'язок похибки слідкування Δy при сталому русі від зсуву x_c запірно-регулюючого елемента (золотника або крана) відносно розподільчально-колекторного елемента (втулки) у ДМР.

Використовуючи спільне рівняння слідкувального приводу при сталому русі вихідної ланки

$$y = k_x \cdot x - \Delta y, \quad (8.17)$$

стосовно слідкувального пневмоприводу з електромагнітним керуванням справедливі такі рівняння

$$\begin{aligned} y &= k_{c.п} \cdot y_d; & x_o &= k_{o.c} \cdot y_d; & x_e &= (k_{в.е} \cdot x - x_o) k_{е.б}; \\ x_y &= k_{е.п} \cdot x_e; & x_c &= k_{у.м} \cdot x_y, \end{aligned} \quad (8.18)$$

де $k_{c.п}$ і $k_{o.c}$ – передатні коефіцієнти силової механічної передачі та зворотного зв'язку; $k_{в.е}$ і $k_{е.б}$ – передатні коефіцієнти вхідного сумуючого підсилювача та підсилювача напруги електричного блоку; $k_{е.п}$ – передатний коефіцієнт електромеханічного перетворювача, що входить до складу підсилювача потужності (ЕППП); $k_{у.м}$ – передатний коефіцієнт підсилювача потужності.

З наведених рівнянь отримаємо формулу для визначення спільного передатного коефіцієнта

$$k_x = k_{в.е} \cdot k_{c.п} / k_{o.c}; \quad \Delta y_d = \left[k_{c.п} / (k_{o.c} \cdot k_{е.б} \cdot k_{е.п} \cdot k_{у.м}) \right] x_c. \quad (8.19)$$

Аналіз залежностей у рівнянні (8.19) показує, яким чином можна забезпечити потрібний передатний коефіцієнт k_x та припустиму похибку Δy при сталому русі вихідної ланки.

8.5.3. СТРУКТУРА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЦИФРОВИМИ СЛІДКУЮЧИМИ ПНЕВМОПРИВОДАМИ ДЛЯ ОДНОКООРДИНАТНОГО ОБ'ЄКТУ РЕГУЛЮВАННЯ

Слідкувальні пневмоприводи створюються, як правило, на основі керуючих ЕОМ та є цифровими слідкувальними пневматичними приводами (ЦСПП), які характеризуються наявністю двох основних частин: цифрової та безперервної (рис. 8.80). Основним елементом *цифрової частини* є керуюча ЕОМ, у якості якої широко використовуються вільно програмовані контролери (ВПК), орієнтовані на розв'язування конкретної технологічної задачі та поділені на класичні ВПК (PLC) та промислові (IPC).

Керуюча ЕОМ призначена для перетворення інформації про бажаний та поточний стан об'єкту регулювання до регулюючої дії, що подається до безперервної частини та забезпечує досягнення мети керування. Вона також служить для безпосереднього керування у режимі реального часу аналоговими виконавчими пристроями ЦСПП, наприклад, пневморозподільвачами, які є одночасно перетворювачами енергії та підсилювачами потужності.

Керуюча ЕОМ працює циклічно, підпорядковуючись синхронним сигналам таймера, які подаються через рівні проміжки часу. Таким чином, у ЦСПП відбувається квантування сигналів за часом і вони можуть бути віднесені до класу імпульсних систем. Керуючі ЕОМ представляють собою дискретно діючі пристрої, що реалізують деяку систему алгоритмів

цифрового керування. Вказані алгоритми характеризують потрібне перетворення інформації внаслідок виконання арифметичних та логічних операцій з числами, за допомогою чого координуються дані про змінні стани та дії, прикладені до елементів слідкувальних пневмоприводів. Завдяки цьому функції керування, котрі в аналоговому слідкувальному пневмоприводі забезпечуються за допомогою безперервних коректувальних пристроїв, відтворюються у ЦСПП програмно. Реалізація алгоритмів керування забезпечується двома взаємопов'язаними компонентами – апаратним і програмним забезпеченням. Важливим елементом є таймер, необхідний для синхронізації за часом усіх процесів, що відбуваються у ЦСПП, та реалізації цифрового керування за реальним часом.

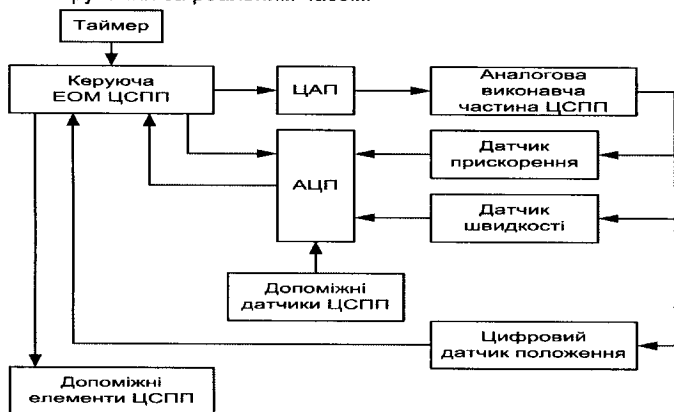


Рис. 8.80. Структура цифрового слідкувального пневмоприводу однокоординатного об'єкту регулювання

Використання керуючих ЕОМ у складі ЦСПП дає низку переваг у порівнянні із застосуванням аналогових засобів регулювання. Цифрова система керування приводом, якій властива значна функціональна гнучкість. Перемикання режимів та зміна структури і значень параметрів програмно реалізованих пристроїв може здійснюватися у широких межах за незмінного складу апаратних засобів ЦСПП.

Завдяки мінімізації кількості зовнішніх з'єднань сучасні керуючі мікрокомп'ютери мають більш високу надійність у порівнянні з системами, виконаними на інших елементах. Їх розміри та маса значно менше, ніж параметри керуючих аналогових пристроїв, а застосування їх замість аналогових більш економічно виправдано, тому що вони безперервно дешевшають.

Безперервна частина ЦСПП складається з основних і допоміжних елементів. Її основними елементами є попередній підсилювач з послідовним коректувальним пристроєм, підсилювач потужності, виконавчий двигун, механічна передача (за наявності), об'єкт регулювання та аналогові датчики

сигналів зворотних зв'язків за положенням об'єкту регулювання, швидкості та прискорення вихідної ланки. До допоміжних елементів, з якими взаємодіє керуюча ЕОМ, можуть відноситися датчики температури робочого та навколишнього середовища, реле ввімкнення та вимкнення живлення, зовнішні перемикачі, які використовуються для задавання режиму роботи ЦСПП при його налаштуванні, світлодіодні дисплеї, на які виводиться оперативна інформація про стан апаратури тощо. Оскільки ЦСПП представляє собою динамічну систему, утворену взаємодіючими один з одним цифровими та аналоговими елементами, велике значення має організація спраження ЕОМ з безперервною частиною ЦСПП, яка здійснюється за допомогою аналого-цифрових (АЦП) та цифро-аналогових (ЦАП) перетворювачів. Для введення до керуючої ЕОМ безперервних сигналів використовуються, як правило, багатоканальні АЦП, а для виведення сигналів керування на безперервні виконавчі елементи – ЦАП.

Імпульсні або кодові, які відносяться до пристроїв дискретного типу, не потребують застосування АЦП. Їх вихідні дискретні сигнали можуть безпосередньо вводитися до ЕОМ та ефективно нею оброблятися. Але через недостатню швидкодію керуючої ЕОМ, імпульсні датчики часто потребують спеціальних пристроїв попередньої обробки їх сигналів для апаратного підрахунку імпульсів та обчислення коду положення.

8.5.4. СТРУКТУРА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЦИФРОВИМИ СЛІДКУЮЧИМИ ПНЕВМОПРИВОДАМИ ДЛЯ БАГАТОКООРДИНАТНОГО ОБ'ЄКТУ РЕГУЛЮВАННЯ

При створенні цифрового слідкувального пневмоприводу доводиться враховувати той факт, що численні об'єкти регулювання є багатокординатними (дво- і трикоординатні столи, промислові роботи тощо) і для керування ними потрібні декілька цифрових слідкувальних пневмоприводів, що входять до одного комплексу, структура якого виявляється більш складною і може налічувати декілька керуючих ЕОМ.

Розрізняють структури цифрових слідкувальних пневмоприводів з централізованим та децентралізованим керуванням.

У системах з централізованим керуванням функції керування, у тому числі обчислення розузгоджень та формування сигналів, що подаються до підсилювачів потужності (пневморозподілювачі), забезпечує єдина керуюча ЕОМ, що включена до контурів керування усіх цифрових слідкувальних пневмоприводів, які входять до комплексу. Така ЕОМ, розв'язуючи задачу координації рухів об'єкту регулювання та являючись керуючою ЕОМ верхнього рівня керування, працює у режимі розділення часу, почергово обслуговуючи окремі пристрої комплексу.

За децентралізованого керування цифровий слідкувальний пневмопривід має декілька керуючих ЕОМ та ієрархічну структуру. Кожний

цифровий слідувальний пневмопривід має у контурі керування локальну керуючу ЕОМ, яка здійснює прийом керуючої дії від комп'ютера верхнього рівня, обчислення розузгодження, формування сигналу керування підсилювачем потужності (пневморозподілювачем) та інші операції. Локальні керуючі ЕОМ передають до ЕОМ верхнього рівня інформацію про стан об'єкту регулювання, необхідну для узгодженого керування.

При централізованому керуванні одна керуюча ЕОМ виконує функції управління всіма цифровими системами пневмоприводу, тому обчислювальне навантаження на неї значно більше, ніж на локальну ЕОМ, призначену для керування одним слідувальним приводом. Це приводить до зниження максимальної реалізованої частоти квантування за часом і може вимагати спрощення алгоритмів заради забезпечення процесів регулювання у режимі реального часу.

Реалізація принципу децентралізованого керування забезпечує розпаралелювання обчислень і тому дозволяє підвищити частоту квантування або ускладнити за необхідності алгоритми, що позитивно впливає на якість кожного ЦСПП та усієї системи керування рухом багатокординатного об'єкту регулювання. Ця обставина часто є вирішальною, тому сучасні ЦСПП, як правило, обладнуються локальними ЕОМ (вільно програмованими контролерами). Але зі зростанням числа ЕОМ зростає вартість системи, ускладнюється організація процесів обміну даними та знижується надійність через збільшення кількості зв'язків між елементами системи.

Для керування складним багатокординатним динамічним об'єктом звичайно необхідно враховувати інформацію про всі його координати в одному алгоритмі. У цьому випадку використання єдиної ЕОМ, яка дає більшу гнучкість програмного керування, є переважним, хоча вимоги до її продуктивності можуть виявитися надмірно високими.

Компромісним варіантом структури керування ЦСПП, якому властиве прийнятне сполучення надійності, вартості та продуктивності, може служити структура з комбінацією принципів централізованого та децентралізованого керування, представлена на рис. 8.81. У цьому випадку ЕОМ верхнього рівня розв'язує тільки задачі формування керуючих дій у відповідності з концепцією централізованого керування і пов'язана з високопродуктивними контролерами груп ЦСПП, які обслуговують декілька ЦСПП.

Як правило, контролер групи ЦСПП взаємодіє з декількома локальними контролерами, кожний з яких входить до складу відповідного ЦСПП і може містити, у свою чергу, один або декілька процесорів.

Отже, має місце каскадне увімкнення керуючих цифрових пристроїв. Датчики головних зворотних зв'язків звичайно підключаються до контролерів груп, що реалізують функції регулювання положення для усіх пов'язаних з ними ЦСПП та забезпечують по відношенню до них централізоване

керування. Здійснити керування декількома ЦСПП від одного контролера дозволяє висока продуктивність сучасних цифрових сигнальних процесорів.

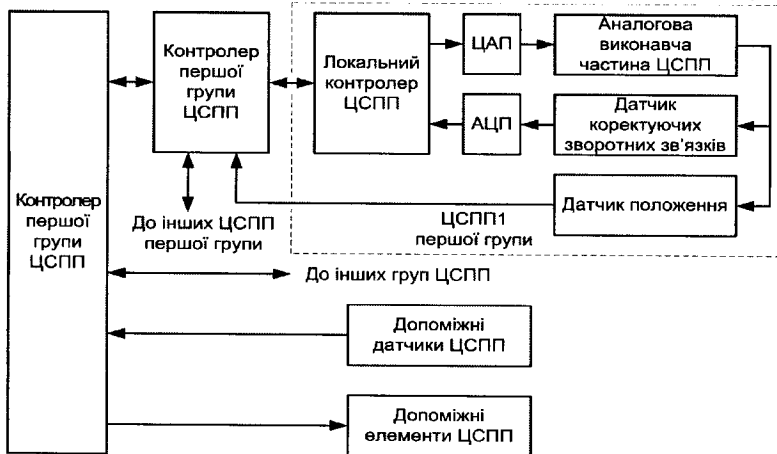


Рис. 8.81. Структура ЦСПП для багатокоординатного об'єкту регулювання

8.6. ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНІ ПІДСИЛЮВАЧІ ПОТУЖНОСТІ

Гідропідсилювачем (ГП) називається сукупність гідроапаратів, призначених для перетворення потужності регульовального сигналу в потужність потоку робочої рідини і зміни його напрямку відповідно до регульовального сигналу з підсиленням потужності сигналу.

Електрогідрравлічний підсилювач потужності (ЕГП) – це гідропідсилювач з електричним регулюванням. ЕГП складається з електромеханічного перетворювача (ЕМП) і гідропідсилювача (ГП). Структурна схема ЕГП показана в складі електрогідрравлічного силового агрегату на рис. 8.82.

ЕМП призначений для перетворення вхідного електричного регульовального сигналу в рух вихідної ланки (вала, штока якоря і т.д.) вихідна ланка діє на запірно-регульовальний елемент дроселювального розподільника або іншого регулюючого гідроапарата, який призначений для зміни витрати, тиску і напрямку потоку робочої рідини.

На вхід ЕГП подається регульовальний електричний сигнал, що має малу потужність N_e , а на виході ЕГП виникає направлений потік робочої рідини з великою гідравлічною потужністю N_g . Підсилення потужності практично не обмежено. Коефіцієнт підсилення потужності

$$K_N = N_g / N_e.$$

До складу ЕГП, крім ЕМП і ГП, можуть входити комплектуючі пристрої, які забезпечують роботу підсилювача, наприклад, пристрої зворотного зв'язку (ПЗЗ), контрольно-вимірювальні прилади, гідравлічні фільтри і приєднувальна арматура (електро- і гідророз'єми). Гідродвигуни в ЕГП не входять.

ЕГП класифікують за такими ознаками: за числом регулюючих гідроапаратів - на однокаскадні, двокаскадні і т.д.; за видом регулюючого гідроапарата, безпосередньо з'єданого з ЕМП, - на золотникові, підсилювачі сопло-заслінка і струминні; за видом електричного регулювального сигналу - на ЕГП з безупинним (аналоговим) і дискретним (релейним, імпульсним і цифровим) регулюванням; за наявністю зворотного зв'язку - на ЕГП із зворотним і без зворотного зв'язку; за видом пристрою зворотного зв'язку - на ЕГП з механічним й електричним зворотним зв'язком.

Зворотний зв'язок (ЗЗ) у ЕГП - це зв'язок елементів вихідного каскаду підсилення з елементами вхідного каскаду або пристроїв системи регулювання, що передують ЕГП. У ЕГП, як правило, застосовується від'ємний зворотній зв'язок, при якому значення сигналу ЗЗ віднімається із значення регулювального сигналу. Зворотний зв'язок у ЕГП називається внутрішнім, якщо в його склад входить пристрій зворотного зв'язку (ПЗЗ) і сигнал ЗЗ подається на вхідній каскад. Зворотній зв'язок у ЕГП називається зовнішнім, якщо ПЗЗ входить у його склад, але сигнал подається у слідкувальну систему регулювання на пристрої, що передують ЕГП. Механічний внутрішній зворотний зв'язок у ЕГП може реалізуватися, наприклад, за допомогою важелів (жорсткий ЗЗ), плоских пружин (гнучкий ЗЗ) або завдяки взаємному переміщенню запірно-регулювальний елементів і їхніх корпусів (одиничний ЗЗ). Електричним називається ЗЗ, що здійснюється електричними пристроями, наприклад, потенціометрами.

Використання зворотного зв'язку приводить до значного зменшення впливу на параметри ЕГП характеристик дроселів, облітерації, зміни в'язкості робочої рідини й інших чинників.

Золотникові ЕГП. На рис. 8.82 показана схема двокаскадного золотникового ЕГП для переміщення золотника другого каскаду підсилення. Першим каскадом ЕГП є регулювальний дроселювальний золотниковий розподільник РДР1, що складається з корпусу 2, двох електромагнітів 1 і 5 із пропорційним регулюванням, плаваючої втулки 3, циліндричного золотника 4 і важеля 6 зворотного зв'язку. Корпус 2 має напірну P1 і зливу T1 порожнини, порожнину регулювання X1, сполучену каналом із порожниною X2, і торцеву порожнину Y1, з'єдану каналом із напірною порожниною. Другим каскадом ЕГП є основний дроселювальний золотниковий розподільник РДР2, який складається із корпусу 7 і

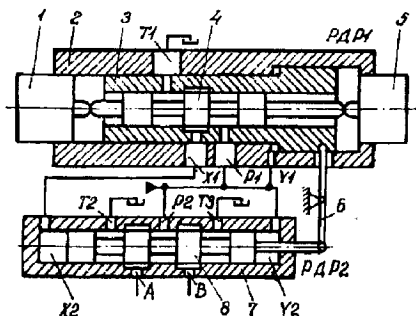


Рис. 8.82. Схема двокаскадного золотникового ЕГП із зворотним зв'язком

циліндричного золотника 8, з'єднаного з важелем 6 зворотним зв'язком. У корпусі 7 є порожнини: напірна P2 і зливні T2 і T3, порожнини A і B для з'єднання з гідродвигуном, торцеві порожнини регулювання X3 і Y2 із різними робочими площами (через наявність штока в золотнику праворуч). Порожнина Y2 сполучена порожниною X1 як із напірною, так і зі зливною лініями.

Принцип роботи ЕГП такий. При подачі електричного сигналу регулювання, наприклад, на електромагніт 1, золотник 4 зміщується праворуч пропорційно значенню сигналу. При цьому порожнина X2 розподільника РДР2 з'єднується через щілину зі зливною лінією T1, а золотник 8 під дією тиску рідини, підведеної в порожнину Y2, зміщується ліворуч, напірна порожнина P2 з'єднується з порожниною B, а порожнина A зі зливною порожниною T2. Одночасно золотник 8 тягне ліворуч нижній кінець важеля 6. У результаті пересування важеля його верхній кінець зміщує втулку 3 праворуч під дією тиску рідини, що підводиться до порожнини Y1, так як втулка 3 відслідковує переміщення золотника 4. Якщо переміщення золотника 4 припинити, то втулка 3 при пересуванні перекине зливну порожнину T1 і порожнину X1, а золотник 8 фіксується у певному положенні.

При подачі електричного сигналу на електромагніт 5 золотник 4 розподільника РДР1 переміщується ліворуч. При цьому через щілину, що утворилася, порожнина X2 розподільника РДР2 з'єднується з напірною лінією, і золотник 8 переміщується праворуч внаслідок різниці робочих площ торців золотника. Напірна порожнина P2 з'єднується через праву щілину з порожниною B, а порожнина A через ліву дросельну щілину із зливною лінією T2. Одночасно з переміщенням золотника 8 праворуч втулка 3 переміщується ліворуч за допомогою важеля 6.

Статистична характеристика золотникового підсилювача – це залежність витрати робочої рідини через підсилювач від величини відкриття його дроселюючих щілин і тиску у гідродвигуні.

Розглянемо статистичну характеристику золотникового розподільника з чотирикромковим золотником з навантаженням (рис. 8.83, а). Розрахункова схема такого розподільника зображується у вигляді мостової схеми з чотирьома регульованими гідравлічними опорами (рис. 8.83, б).

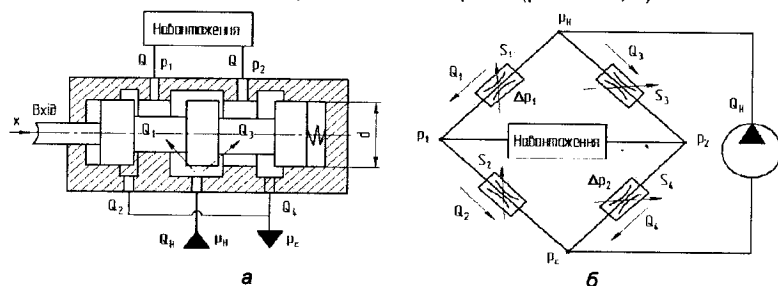


Рис. 8.83. Золотниковий ЕГП

Залежно від вхідного сигналу x будуть змінюватися гідравлічні опори чотирьох дросельних щілин, що призведе до зміни витрат рідини Q_1, \dots, Q_4 і тисків p_1 і p_2 в гідродвигуні. Нехтуючи втратами тиску в каналах і трубопроводах та розглядаючи гідропідсилювач як ряд послідовних опорів, рівняння тисків буде:

$$p_H = \Delta p_1 + p + \Delta p_2 + p_{зп},$$

де p_H – тиск живлення; Δp_1 та Δp_2 – перепади тисків відповідно у щілинах первинного і вторинного дроселювання (витрати Q_1 і Q_4), $\Delta p_1 = p_H - p_1$, $\Delta p_2 = p_2 - p_{зп}$; p – навантаження (перепад тисків у робочих порожнинах гідродвигуна); $p = p_1 - p_2$, $p_{зп}$ – тиск у зливній гідролінії. Таке визначення навантаження p розподільника правомірне тільки для гідродвигуна із симетричними швидкохідними характеристиками в протилежних напрямках руху. Із врахуванням останнього зауваження і за законом збереження маси (витрати) при протіканні рідини через підсилювач можна записати:

$$Q_H = Q_1 + Q_3; \quad Q = Q_1 + Q_2;$$

$$Q_H = Q_2 + Q_4; \quad Q = Q_4 + Q_3.$$

На підставі рівності витрат місток опорів буде цілком симетричний, а тому $\Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p$. Приймаючи для більшості випадків практичного застосування $p_{зп} = 0$, дістанемо

$$\Delta p = \frac{1}{2}(p_H - p).$$

Втрати тиску в дросельній щілині

$$\Delta p = \xi \frac{\rho}{2} v^2.$$

де v – середня швидкість течії рідини у вікні, $v = Q/S$; ρ – масова густина рідини; ξ – коефіцієнт гідравлічних втрат; S – площа дросельної щілини, $S = \pi d x$; d – діаметр золотника.

Витрати рідини через розподільник

$$Q = \mu \pi d x \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_H - p)},$$

де μ – коефіцієнт витрат, $\mu = 1/\sqrt{\xi}$.

За відсутності навантаження ($p = 0$) витрати рідини через розподільник

$$Q = \mu \pi d x \sqrt{\frac{1}{\rho} p_H} = k x,$$

де k – коефіцієнт підсилення за витратами:

$$k = \mu \pi d \sqrt{\frac{1}{\rho} p_H}.$$

Рівняння витрат рідини у відносних величинах буде

$$Q^* = x^* \sqrt{1 - p^*},$$

де Q^* - відносна витрата рідини; $Q^* = \frac{Q}{Q_H}$, $Q_H = \mu \pi x_0 \sqrt{\frac{1}{\rho} p_H}$; x^* - відносне переміщення золотника, $x^* = x/x_0$; x_0 - відкриття щілини у нейтральному положенні; p^* - відносне навантаження, $p^* = p/p_H$.

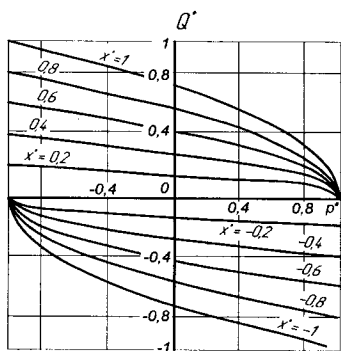


Рис. 8.84. Статична характеристика золотникового підсилювача

В ідеальному розподільнику має місце лінійна залежність витрати рідини Q від сигналу керування (переміщення золотника) x . В реальному ж золотниковому підсилювачі витрати рідини при постійному переміщенні золотника залежать від навантаження p . При постійному навантаженні залежність витрати від зміщення золотника залишається практично лінійною. Узагальнена статична характеристика представляє собою залежність витрат рідини від відносного навантаження при фіксованому значенні відносного відкриття дросельних щілин

(рис. 8.84). Із збільшенням навантаження p^* витрата рідини через розподільник зменшується (при $p_H = \text{const}$) і при досягненні навантаження $p^* = 1$ стає рівною нулю. Це явище називається дросельним ефектом золотникового розподільника і призводить до погіршення динаміки та зменшення швидкості. Такий підсилювач має максимальний ККД і максимальну корисну потужність при навантаженні $p = 2/3 p_H$.

ЕГП із соплами і заслінкою. На рис. 8.85, а показана схема найпростішого однощілинного ЕГП, що складається з послідовно з'єднаних дроселів: постійного ДР і регульованого у вигляді сопла С і заслінки 1. У міждросельній лінії А є відвідна лінія (до гідродвигуна). Відхиленням заслінки від сопла С можна змінювати тиск рідини в міждросельній лінії А. При цьому буде змінюватися гідравлічна потужність потоку рідини, що поступає до гідродвигуна.

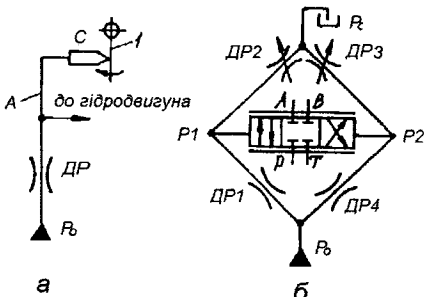


Рис. 8.85. Схеми ЕГП

Така схема ЕГП дозволяє забезпечити, наприклад, роботу гідроциліндра односторонньої дії.

На практиці найбільше поширення одержали двощілинні ЕГП сопло - заслінка (рис. 8.85, б), виконані за мостовою схемою. Чотири плеча

симетричного гідравлічного моста обладнуються двома нерегульованими ДР1 і ДР4 і двома регульованими ДР2 і ДР3 дроселями (одна заслінка керує двома соплами). В одну діагональ моста подається тиск живлення p_0 і зливу p_3 , в другу - тиск міждросельних камер p_1 і p_2 . В другу діагональ як навантаження увімкнений золотниковий розподільник із гідравлічним регулюванням. У основу принципу роботи ЕГП покладений розбаланс мостової схеми.

У нейтральному положенні заслінки, коли сигнал регулювання відсутній, витрати рідини в плечах моста однакові, а перепад тисків у діагоналі дорівнює нулю ($\Delta p = p_1 - p_2 = 0$). Міст знаходиться в рівновазі. Золотник розподільника при цьому нерухомий, а вся рідина зливається через два сопла. При зміщенні заслінки від нейтрального положення змінюються гідравлічні опори сопел і, отже, тисків p_1 і p_2 . Перепад тисків у діагоналі $\Delta p = p_1 - p_2$ створює силу на золотнику, спрямовану у бік меншого тиску.

На рис. 8.86, а показана схема двокаскадного електрогідравлічного підсилювача із соплами і заслінкою. Перший каскад ЕГП - симетричний гідропідсилювач, що складається з ЕМП, двох сопел С1 і С2, заслінки 1 і двох постійних дроселів ДР1 і ДР2; другий каскад - дросельовальний розподільник із циліндричним золотником 5. Заслінка 1 закріплена на якорі ЕМП. У діагональ моста увімкнений розподільник РДР із пружинами 2 і 4, які фіксують позицію золотника. З першого каскаду ЕГП рідина зливається в бак по лінії Т1, а з другого каскаду - по лінії Т2. ЕГП має фільтр Ф, установлений у напірній лінії. При подачі на ЕМП електричного регулювального сигналу певної полярності заслінка відхиляється від нейтрального положення. При зміщенні заслінки ліворуч гідравлічний опір сопла С1 збільшується, а гідравлічний опір С2 зменшується. Одночасно тиск p_1 у лівій гілці моста збільшується, а тиск p_2 у правій гілці зменшується. Таким чином, у діагоналі моста (на торцях золотника 3) створюється перепад тисків $\Delta p = p_1 - p_2$, пропорційний зміщенню заслінки. Під дією перепаду тисків золотник

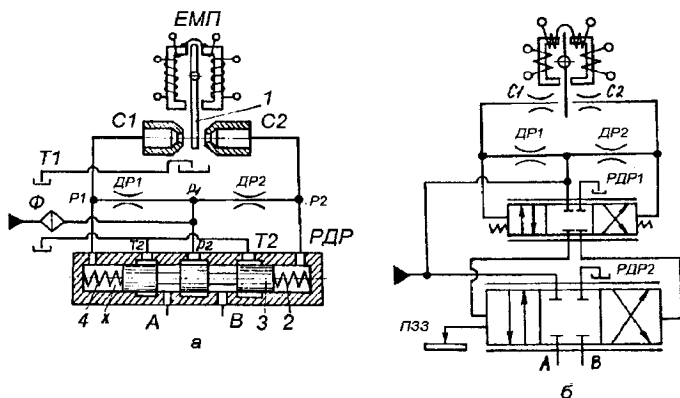


Рис. 8.86. Схеми двокаскадного (а) і трикаскадного (б) ЕГП сопло-заслінка

розподільника зміщується праворуч на відстань, пропорційну відхиленню заслінки. Після зняття сигналу з ЕМП заслінка, а за ній і золотник під дією пружин 2 і 4 повертаються у вихідне положення.

У гідроприводах із дросельним регулюванням і великими витратами рідини (до 700 л/хв) застосовують триступінчасті ЕГП сопла-заслінки (рис. 8.86, б). Перша ступінь підсилення (сопла С1, С2 і заслінка) керує золотниковим дроселювальним розподільником РДР1 з центрувальними пружинами, який є другим ступенем підсилювача. Третьою ступіню є основний золотниковий дроселювальний розподільник РДР2 з електричним пристроєм зворотного зв'язку (ПЗЗ) для переміщення золотника.

ЕГП із соплами і заслінкою мають високу чутливість і стабільність характеристик при зміні температури робочої рідини і порівняно малих масі і габаритах. Як недолік слід зазначити неповне використання потужності потоку робочої рідини, що знижує ККД гідросистеми. Тому ЕГП із соплами і заслінкою використовують тільки в першому каскаді багатокаскадних ЕГП.

Статична характеристика гідропідсилювача типу сопло-заслінка – це залежність тиску у міждросельній камері від зміщення заслінки. При роботі ЕГП рідина послідовно проходить через нерегульований дросель, провідність якого

$$G_H = \mu_H S_H \sqrt{\frac{2}{\rho}} = \mu_H \pi \frac{d_c^2}{2} \sqrt{\frac{2}{\rho}},$$

і через регульований дросель сопло-заслінка, провідність якого

$$G_c = \mu_c S_c \sqrt{\frac{2}{\rho}} = \mu_c \pi d_c z \sqrt{\frac{2}{\rho}},$$

де d_c - діаметр каналу насадки сопла; S_H , S_c - площі прохідних перерізів відповідно каналу нерегульованого дроселя і регульованого дроселя сопло-заслінка; μ_H , μ_c - коефіцієнти витрат відповідно каналу насадка і дроселя сопло-заслінка.

Статична характеристика гідропідсилювача сопло-заслінка з одним соплом (рис. 8.85, а)

$$p_1^* = \frac{1 + \beta^2 z^{*2}}{1 + (\gamma^2 + \beta^2) z^{*2}},$$

де γ , β - відношення провідностей відповідно $\gamma = G_c / G_{ДР}$, $\beta = G_c / G_H$; p_1^* - відносний тиск у міждросельній камері, $p_1^* = p_1 / p_H$.

Коефіцієнт підсилення за тиском при нейтральному положенні заслінки ($z = z_0$, $z^* = 1$):

$$k_p = -\frac{2\gamma^2}{(1 + \gamma^2)^2}.$$

Співвідношення розмірів дроселів підсилювача буде:

$$d_{др} = 2 \sqrt{\frac{\mu_c}{\mu_{др}}} d_c z_0.$$

Статична характеристика гідропідсилювача сопло-заслінка з двома соплами (рис. 8.86, а)

$$p^* = \frac{4\gamma^2 x^*}{[1 + (\gamma^2 + \beta^2)(1 - x^*)^2][1 + (\gamma^2 + \beta^2)(1 + x^*)^2]},$$

де x^* - відносне зміщення заслінки із нейтрального положення, $x^* = (z_1 - z_0) / z_0$.

Із аналізу отриманого рівняння встановлено, що силова характеристика $p^* = f(x^*)$ має незначну нелінійність у діапазоні зміни відкриття заслінки $x^* \approx \mp 0,6$, що дає можливість у вказаному діапазоні лінеаризувати силову характеристику гідропідсилювача:

$$p^* \approx \frac{4\gamma^2}{(1 + \gamma^2 + \beta^2)^2}.$$

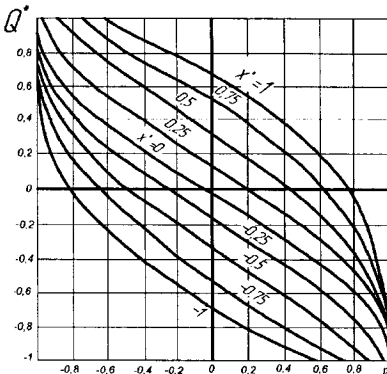


Рис. 8.87. Узагальнена характеристика гідропідсилювача сопло-заслінка

Узагальнена статична характеристика гідропідсилювача з двома соплами виражає залежність витрати рідини в діагоналі містка від зміщення заслінки і навантаження (рис. 8.87).

Максимальний ККД гідропідсилювача для сопло-заслінка буде при $p^* = 0,5$.

Струминні ЕГП. На рис. 8.88, а показаний двокаскадний струминний ЕГП з жорстким

механічним зворотним зв'язком. Перший каскад підсилювача має струминну трубку 2, закріплену на валику електромеханічного перетворювача 1. Другим каскадом ЕГП є дроселювальний золотниковий розподільник РДР. Внутрішня порожнина струминної трубки сполучена з напірною лінією гідропривода через редукційний клапан КР, що знижує тиск живлення першого каскаду ЕГП. Розподільний блок виконаний у вигляді рухомого поршня з приймальними соплами С1 і С2 і робочими порожнинами Х і У. Поршень 4 підсилювача жорстко з'єднаний за допомогою штока 3 із золотником дроселювального розподільника. Кінець струминної трубки виконаний у вигляді конічного насадку з кутом $12...15^\circ$. У насадку відбувається перетворення потенційної енергії потоку рідини в кінетичну. У приймальних соплах С1 і С2, що виконані з кутом розширення $8...10^\circ$, кінетична енергія перетворюється в потенційну. Торці струминної трубки розташовують на

відстані $l \approx 4,2d_{\text{вих}}$ від площини розподільного блока. Розподіл швидкостей на

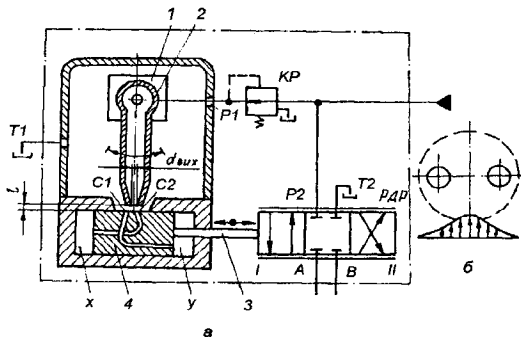


Рис. 8.88. Схема струминного ЕГП зі зворотним зв'язком

цій відстані в живому перерізі потоку показаний на рис. 8.88, б. При нейтральному розташуванні струминної трубки щодо приймальних сопел С1 і С2 профіль епюри швидкостей симетричні.

Принцип роботи ЕГП із струминною трубною такий. При відсутності електричного сигналу на ЕМП струминна трубка знаходиться в нейтральному (середньому) положенні, і рідина з однаковою швидкістю надходить у приймальні сопла С1 і С2, тобто тиски на виході з приймальних сопел рівні. При подачі на ЕМП електричного регульовального сигналу певної полярності і величини відбувається зміщення струминної трубки від нейтрального положення в той або інший бік, наприклад, направо. У результаті цього тиск p_1 у камері Х збільшується, а тиск p_2 у камері Y зменшується. Таким чином, на виході першого каскаду гідропідсилювача в порожнинах Х і Y створюється перепад тисків $\Delta p = p_1 - p_2$, під дією якого поршень 4 і зв'язаний із ним золотник розподільника РДР переміщуються праворуч (у позицію I) у відповідності із значенням сигналу. При цьому лінія P2 через ліву щілину дроселювального розподільника з'єднується з лінією А, а лінія В з'єднується із зливною лінією T2. Жорсткий зворотний зв'язок у гідропідсилювачі забезпечується тим, що поршень переміщується у бік повороту струминної трубки доти, поки не відновиться порушена симетрія положення трубки щодо приймальних сопел.

До переваг струминних ЕГП можна віднести високу чутливість, відсутність поверхонь тертя в елементах розподілу робочої рідини, можливість роботи на забруднених робочих рідинах. Недоліками є порівняно низький ККД і великі маса і габаритні розміри.

8.7. ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНІ СИЛОВІ АГРЕГАТИ

Електрогідрравлічний силовий агрегат (ЕГСА) складається з нерегульованого гідродвигуна (ГД) і електрогідрравлічного підсилювача потужності (ЕГП). До складу ЕГСА можуть також входити комплектуючі пристрої: датчики, пристрої зворотного зв'язку, фільтри тощо. Блоки електронного підсилення до складу ЕГСА не входять. Структурні схеми ЕГСА наведені на рис. 8.86 (електромеханічний перетворювач ЕМП і гідропідсилювач ГП входять до складу ЕГП; Н - навантаження).

ПЗЗ входить до складу ЕГСА і здійснює внутрішній зворотний зв'язок по положенню вихідної ланки гідродвигуна ГД (рис. 8.89, а).

На схемі, показаній на рис. 8.89, б, ЕГСА входить до складу електрогідравлічної слідкувальної системи. ПЗЗ здійснює зовнішній електричний зворотний зв'язок по положенню вихідної ланки гідродвигуна ГД. При подачі регульовального сигналу $U_{вр}$ на операційний підсилювач ЕП сигнал алгебраїчно підсумовується із сигналом зворотного зв'язку $U_{зз}$. Сигнал неузгодженості ΔU подається на вхід електронного підсилювача ЕП, де він посилюється до значення, необхідного для регулювання ЕМП. Далі посилений сигнал неузгодженості надходить на обмотки ЕМП. За такою схемою, наприклад, працює електрогідравлічна рульова машина (рис. 8.91).

На схемі, наведеній на рисунку 8.89, в, ПЗЗ входить до складу ЕГСА і

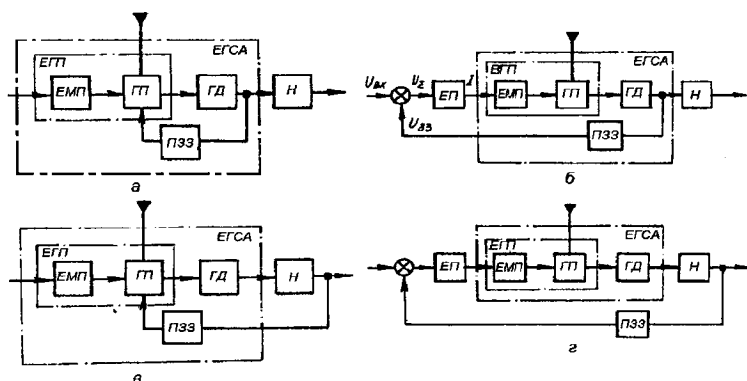


Рис. 8.89. Структурні схеми ЕГСА з пропорційним регулюванням

здійснює механічний зворотний зв'язок по положенню вихідної ланки - навантаження.

На схемі, зображеної на рис. 8.89, г, ПЗЗ не входить до складу ЕГСА, але виконує аналогічний зовнішній електричний зворотний зв'язок по положень вихідної ланки - навантаження.

ЕГСА, призначений для регулювання подачею регульованого насоса шляхом зміни його подачі при повороті регульовального елемента, називається електрогідравлічним механізмом регулювання.

ЕГСА, призначений для надавання руху рулям суден, літаків і інших апаратів, називається електрогідравлічною рульовою машиною.

Живлення ЕГСА здійснюється від насосів, якщо вони входять до складу насосних гідроприводів із дросельним регулюванням, або від гідромагістралей, якщо вони входять до складу магістральних гідроприводів.

Електрогідравлічні механізми регулювання (МК). На рис. 8.90 показаний електрогідравлічний МК з пружним механічним зворотним зв'язком. У нього входять плунжерні циліндри Ц1 і Ц2, призначені для

повороту елемента регулювання насоса похилої коліски або диска 8, і двокаскадний електрогідравлічний підсилювач (ЕГП) сопло - заслінка. ЕМП, заслінка 1, сопла С1 і С2, дроселі ДР1 і ДР2 і золотник 3 утворюють перший каскад ЕГП. Пружини 2 і 4 установлені в корпусі 5 між золотником 3 розподільника другого каскаду ЕГП і поршеньками 6 і 10, з'єднаними жорсткою рамою 7. Рама з'єднана з хитним коромислом, укріпленим на осі обертання коліски 8 насоса. Рама 7 і поршеньки 6 і 10 з пружинами 2 і 5 призначені для забезпечення пружного від'ємного зворотного зв'язку коліски насоса з золотником 3 гідропідсилювача.

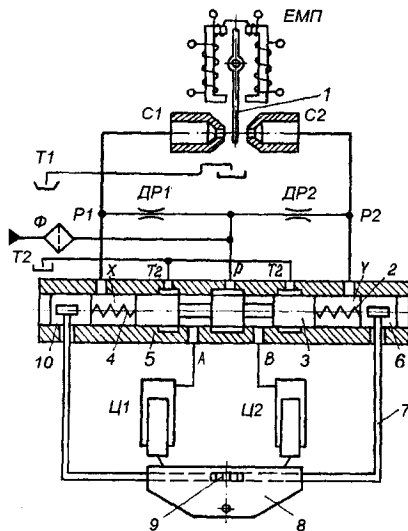


Рис. 8.90. Схема електрогідравлічного МК

Рідина з першого каскаду ЕГП зливається в баки по лінії Т1, а з другого каскаду ЕГП - по лінії Т2. Фільтр Ф встановлений у напірній лінії ЕГП.

При подачі електричного сигналу регулювання певної полярності валик ЕМП разом із заслінкою 1 відхиляється від середнього положення на деякий кут, наприклад, у бік лівого сопла С1.

При цьому тиск p_1 рідини в лівій міждросельній порожнині збільшується, а тиск p_2 у правій порожнині зменшується. У результаті в порожнинах Х і У створюється перепад тиску на торцях золотника 3 розподільника, під дією якого золотник

переміщується праворуч. Напірна лінія гідропідсилювача з'єднується з порожниною циліндра Ц1, а порожнина циліндра Ц2 - із зливною лінією. Під дією сили, утворюваної циліндрами, люлька 8 насоса повертається навколо осі проти годинникової стрілки, а жорстка рама 7, куліси 9 і поршеньки 6 і 10 зворотним зв'язком переміщуються ліворуч. При цьому збільшується сила стиснення пружини 2 і зменшується сила стиснення пружини 4. Діюча на золотник сила від перепаду тисків Δp в порожнинах Х і У буде компенсовано, і золотник розподільника повернеться у вихідне положення, перекривши лінії підведення і відведення робочої рідини до циліндрів Ц1 і Ц2. У результаті люлька 8 зупиниться. Для повороту коліски насоса в протилежний бік подається сигнал регулювання іншої полярності. Таким чином, шляхом зміни величини і полярності електричного сигналу регулювання, забезпечується поворот коліски насоса в обидва боки на кут, пропорційний цьому сигналу.

До механізмів регулювання пред'являють такі вимоги: надійність і точність регулювання, лінійність статичної характеристики (прямо пропорційна залежність кута повороту або швидкості переміщення регулюючого елемента насоса від сигналу регулювання), мінімальність ширини петлі гістерезиса статичної характеристики і зони нечутливості, монотонність перехідного процесу і можливо менша постійна часу, стабільність статичних і динамічних характеристик протягом усього періоду експлуатації, мінімальні габарити і маса.

Електрогідравлічні рульові машини (РМ). На рис. 8.91 показана двокаскадна електрогідравлічна РМ поступального руху з безперервним регулюванням.

РМ складається з поршневого циліндра Ц двосторонньої дії з двостороннім штоком і двокаскадного ЕГП сопл-заслінка. РМ має пристрій зворотного зв'язку, що складається з лінійного потенціометра 7 і повзунка 6, який жорстко закріплений на лівому штоку циліндра. Золотник 3 дроселювального розподільника і пружини 2 і 5 розміщені в корпусі 4.

Рідина з першого каскаду ЕГП зливається в бак по лінії Т1, а з розподільника другого каскаду ЕГП - по лінії Т2. Фільтр Ф встановлений в напірній лінії ЕГП. Робоча рідина під тиском надходить у корпус РМ із напірної лінії через постійні дроселі ДР1 і ДР2 до сопел С1 і С2 і далі на злив. При подачі регулювального сигналу на обмотки електромеханічного перетворювача ЕМП ярів разом із заслінкою 1 повертається на кут, пропорційний силі струму регулювання. При пересуванні заслінки 1 змінюються опори сопел С1 і С2 і перепад тисків Δp у порожнинах Х і У корпусу 4, під дією якого золотник зміщується до тих пір, поки гідравлічні сили не зрівноважаться силами синхронізуючих пружин 2 і 5.

Робоча рідина під тиском надходить через робочий прохідний переріз розподільника до гідроциліндра Ц і переміщує його поршень із штоком. Робоча рідина, що витиснується з циліндра, через інший робочий прохідний переріз розподільника прямує на злив. При цьому електричний сигнал зворотного зв'язку $U_{зз}$, пропорційний переміщенню поршня гідроциліндра від

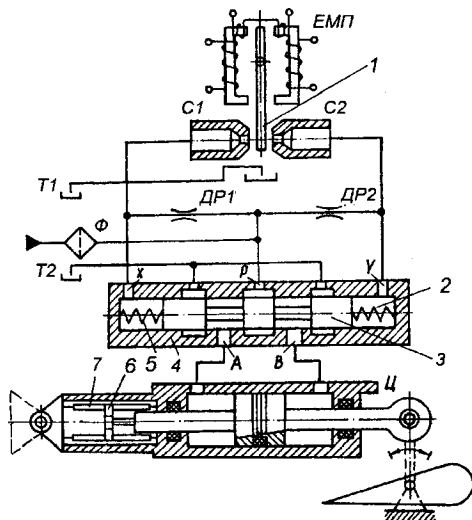


Рис. 8.91. Схема двокаскадної рульової машини

нульового положення, надійде до підсилювача стежної системи і зменшить сигнал, що надходить на обмотки електромеханічного перетворювача.

Основними параметрами РМ є номінальний тиск на вході, тиск на виході, витрати робочої рідини, максимальна сила на штоці, максимальна швидкість руху штока, максимальний хід поршня (штока), максимальна сила струму і напруга регулювання.

Електрогідрравлічні обертальні силові агрегати з числовим програмним регулюванням (ЧПК). На рис. 8.92 показано структурна схема ЕГСА з ЧПК. Регульовальна програма вводиться з комп'ютера до контролера К. Далі через підсилювач П, розподільник імпульсів Д1 і кодового перетворювача КП регульовальні імпульси надходять на кроковий електродвигун КД, що повертає валик гідропідсилювача ГП. Від гідропідсилювача робоча рідина під тиском подається в робочі камери гідромотора.

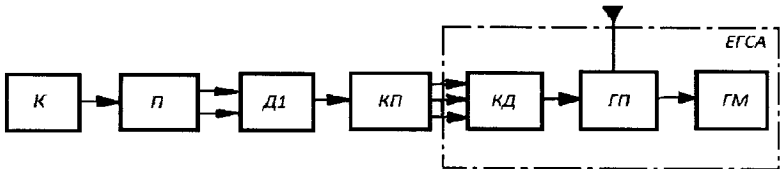


Рис. 8.92. Структурна схема ЕГСА з ЧПК

На рис. 8.93, а показана конструкція ЕГСА з ЧПК. ЕГСА складається з гідромотора 2 і ЕГП потужності. У якості ЕМП застосований кроковий електродвигун 6. Гідропідсилювач являє собою дроселювальний чотирищільний крановий розподільник 4/3 із механічним одиничним зворотнім зв'язком. Правий (внутрішній) кінець вала гідромотора 2 з'єднаний із втулкою 3, усередині якої розташований кран 4. Кран за допомогою зубчастої передачі 5 з'єднаний із валом крокового електродвигуна. Каналами в корпусі 1 втулка і кран сполучені з напірними і зливними гідропроводами гідроприводу, а також з робочими камерами гідромотора.

При розташуванні крана 4 у вихідній позиції вал гідромотора 2 нерухомий, тому що витрата рідини дорівнює нулю. При подачі дискретного регульовального сигналу на ЕГП кроковий електродвигун 6 перетворить числову інформацію у відповідний поворот крана 4. Робоча рідина під тиском надходить у робочі камери гідромотора (рис. 8.93, в), лінія Р з'єднується з лінією А, а лінія В з лінією Т. У результаті вал гідромотора 2 повертається на певний кут. Одночасно з валом гідромотора 2 у той же бік повертається втулка 3 (рис. 8.93, б), при цьому реалізується зворотний зв'язок. Робочі прохідні перерізи в розподільнику перекриваються, доступ робочої рідини в гідромотор і обертання його валу припиняються.

Таким чином, вал гідромотора 2 відслідковує поворот крану, а кут повороту валу залежить від числа поданих імпульсів і величини найменшого сигналу. Якщо кран розподільника обертається з постійною частотою, то вал гідромотора обертається з такою же частотою.

Гідрравлічні схеми з цифровим регулюванням швидкості робочих органів показані на рис. 8.94, а та б.

У схемі на рис. 8.94, а використано редукційний клапан з послідовно включеним набором дроселів. Вона має насос 1, розподільник 3, гідроциліндр 4 і гідроклапан тиску 2. Зливний канал розподільника з'єднаний з входом редукційного клапана 5, до виходу якого підключені розрядні розподільники 7...9 з дроселями 12, 11 і 10. Дроселі регулюються так, щоб ефективні площі їхніх проходів були f , $2f$ і $4f$ відповідно.

При вимкнених електромагнітах розподільників 6...9 поршень циліндра 4 нерухомий. Якщо переключити розподільник 6, поршень буде рухатись з максимальною швидкістю. При переключенні тільки розподільника 7 першого розряду швидкість поршня

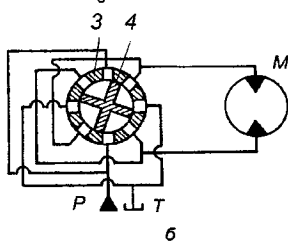
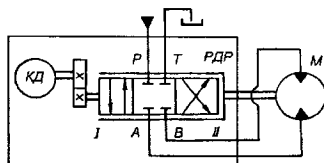
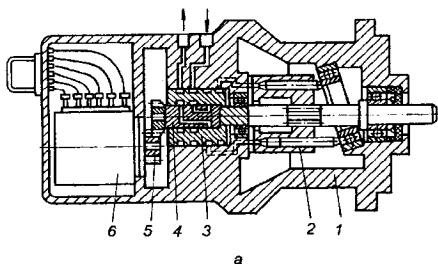


Рис. 8.93. Конструкція ЕГСА з ЧПК

$$v_1 = \frac{\mu \cdot f}{F} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

де μ - коефіцієнт витрати для дроселя; F - площа поршня; Δp - перепад тиску на дроселі; ρ - густина робочої рідини.

При переключенні тільки розподільника 8 другого розряду швидкість руху буде $2v_1$. При одночасному переключенні розподільників 7 і 8 швидкість буде $3v_1$ і т. д.

Залежність швидкості руху поршня від комбінацій включення електромагнітів розподільників приведена в табл. 8.12, де символ «0» означає електромагніт виключений, а «1» - включений.

На рис. 8.94, б показана схема з цифровим керуванням швидкістю руху поршня гідроциліндра на базі паралельно включених на виході регуляторів витрати. Схема включає гідроклапан тиску 1, насос 2, розподільник 3, гідроциліндр 4, регулятори витрати 5...7, розрядні розподільники 8...10 та зворотний клапан 11.

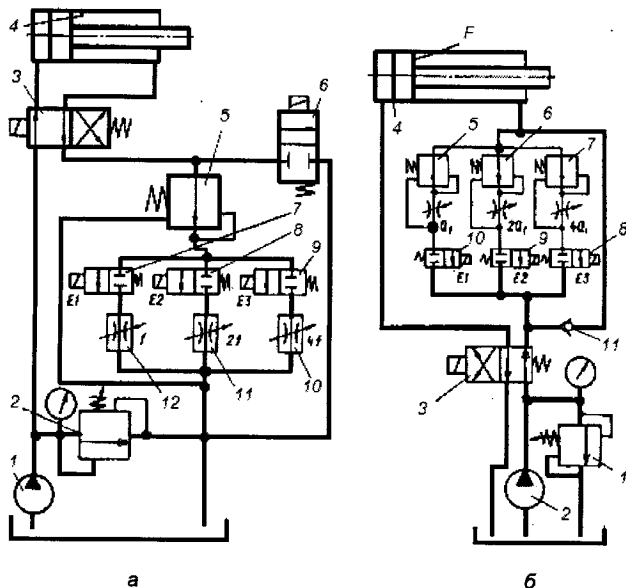


Рис. 8.94. Схеми з цифровим регулюванням швидкості поршня

Таблиця 8.12

Залежності швидкості руху поршня від комбінації включення електромагнітів

N пор.	E3	E2	E1	v_i
0	0	0	0	0
1	0	0	1	v_1
2	0	1	0	$2v_1$
3	0	1	1	$3v_1$
4	1	0	0	$4v_1$
5	1	0	1	$5v_1$
6	1	1	0	$6v_1$
7	1	1	1	$7v_1$

Регулятори витрати 5, 6 і 7 настраюються відповідно на витрату рідини Q_1 , $2Q_1$ і $4Q_1$. При переключенні розподільника 10 першого розряду швидкість поршня буде $v_1 = Q_1 / F$. При переключенні розподільника 9 другого розряду швидкість $v_2 = 2Q_1 / F = 2v_1$, при одночасному переключенні розподільників 10 і 9 $v_3 = (Q_1 + Q_2) / F = 3v_1$ і т. д. Таким чином, швидкість

поршня регулюється ступінчасто в діапазоні від 1 м до $(2^n - 1) \text{ м}$, де n – кількість регуляторів витрати в схемі.

8.8. ДИСКРЕТНІ СИСТЕМИ

8.8.1. ТИПОВІ СХЕМИ ДИСКРЕТНОГО ПРИВОДУ

Типовий привід з керуванням за координатою положення робочого органу показано на рис. 8.95, а. Поршень 1 пересувається у гільзі циліндра 2 (1.0) під дією стисненого повітря з тиском $p_{\text{вх.р}}$, що надходить до поршневої та штокової порожнин з пневмомагістралі крізь розподільувач 6 (1.1). У кінці ходу кулачок 3, закріплений на штоку, натискає на важіль одного з кінцевих вимикачів 5 (1.2) або 4 (1.3). У положенні, зображеному на рисунку, поршень переміщується праворуч, перемикаючи вимикач 5 (1.2), і коли він займе те положення, яке показане штриховою лінією, кінцевий вимикач 4 (1.3) перемикається. Сигнал у вигляді тиску повітря $p_{\text{кер}}$ передається від вимикача 4 (1.3) на вхід розподільувача, у результаті чого його золотник 7 пересувається праворуч і стиснене повітря з магістралі крізь той же розподільувач 1.1 (у даному випадку 4/2-розподільувач, тобто чотириканальний, двопозиційний) направляється до правої порожнини циліндра 2, пересуваючи поршень 1 ліворуч. У кінці зворотного ходу кулачок 3 натискає на вимикач 5 (1.2), розподільувач перемикається, переміщуючи золотник ліворуч і цикл повторюється.

Пневмопривід, показаний на рис. 8.95, б відрізняється від попереднього тим, що керування головним розподільувачем здійснюється не завдяки підвищенню тиску керування, що викликає пересування золотника, а шляхом його зниження. Порожнини головного 5/2-розподільника 1.1 сполучені через регульовані дроселі 1.5 і 1.6 з лінією живлення. Пуск системи здійснюється пневматичним тумблером 1.2. Ліва порожнина розподільника сполучується з атмосферою, у результаті чого розподільник перемикається, тобто його золотник займає положення ліворуч. Стиснуте повітря з магістралі надходить до лівої порожнини виконавчого пристрою (пневмоциліндра) 1.0, переміщуючи поршень праворуч. У кінці ходу кулачок на штоці поршня перемикає кінцевий вимикач 1.4 (виконавчий 2/2-розподільувач), у результаті чого права порожнина головного розподільувача сполучується з атмосферою і його золотник переходить до положення праворуч.

Після перемикання розподільника, поршень повернеться до початкового стану, при цьому спрацює вимикач 1.3 і процес повториться.

Керування з контролем за тиском (рис. 8.96, а) застосовується у тих випадках, коли потрібно одержати певне зусилля, розвинуте приводом у кінці ходу поршня пневмоциліндра, наприклад, у затискних пристроях, при виконанні операцій запресування, клеймування, склеювання, у транспортних пристроях для натягнення стрічки.

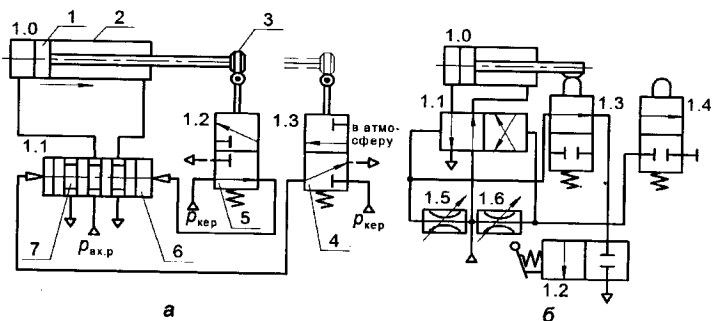


Рис. 8.95. Поршневий пневмопривід двобічної дії, керований за положенням шляхом підвищення (а) та зниження (б) тиску керування

Порожнини керування клапанів різниці тисків 1.3 і 1.4 сполучені з обома порожнинами пневмоциліндра 1.0. Як тільки тиск у штоковій порожнині циліндра досягає потрібної величини, сигнал від клапана 1.3 при ввімкненому пусковому тумблері 1.2 подається на 4/2-розподільник 1.1, що перемикається. Стиснуте повітря з магістралі тепер надходить до поршневої порожнини пневмоциліндра. За відповідного тиску у ній вмикається клапан 1.4, у результаті чого розподільник 1.1 повертається до початкового положення.

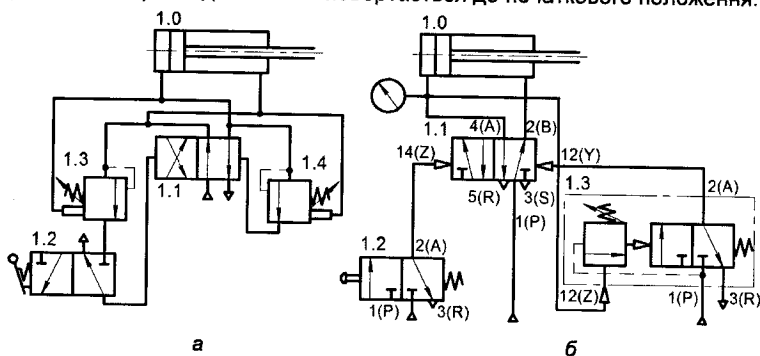


Рис. 8.96. Пневмоприводи двобічної дії, керовані за тиском клапанами різниці тисків (а) і клапаном послідовності (б)

Керування з контролем за тиском можна також здійснити за допомогою клапана послідовності (рис. 8.96, б), що діє за тим же принципом, що й запобіжний клапан. При натисканні на кнопку 1.2 повітря надходить по каналу керування 14(Z) до 5/2-розподільника 1.1 і пересуває його золотник праворуч, сполучуючи канал живлення 1(P) з виходом 4(A), у результаті чого повітря подається до поршневої порожнини циліндра 1.0. Одночасно повітря надходить каналом керування 12(Z) до клапана послідовності 1.3. Як тільки тиск у цьому каналі досягає заданого значення, відбувається спрацювання клапана різниці тиску. Потім відкривається пілотний клапан і подане на вхід 1(P) клапана послідовності стиснене повітря надходить крізь вихід клапана

2(A) до каналу керування 12(Y) розподільника, який перемикається у положення, що забезпечує сполучення його каналу 1(P) з виходом 2(B) і проходження повітря до штокової порожнини.

У схемах з керуванням за часом, сигнали на перемикання розподільників надходять з певною затримкою. Вистоювання поршня робочого циліндра у кінці ходу може забезпечуватися за використання схеми приводу, показаної на рис. 8.97, а. При натисканні на кнопку 1.2 стиснуте повітря з магістралі надходить на вхід головного 3/2-розподільника 1.1 і перемикає його, внаслідок чого поршнева порожнина циліндра 1.0 сполучується з магістраллю живлення і поршень пересувається праворуч. При цьому стиснене повітря з магістралі крізь регульований дросель 1.3 надходить на вхід 2/2-розподільника 1.4. Упродовж цього процесу поршень залишається у крайньому правому положенні. Після перемикання розподільника, 1.4 порожнина керування головного розподільника 1.1 сполучується з атмосферою та його золотник під дією пружини повертається до початкового положення. Час вистоювання поршня у крайньому положенні визначається часом заповнення порожнини 2/2-розподільника 1.4 крізь регульований дросель 1.3.

Використані у схемі на рис. 8.97, а пневматичні елементи, що забезпечують затримку за часом (регульований дросель зі зворотним клапаном і 2/2-розподільник) можуть об'єднуватися у єдиний блок з відповідними елементами властивостями, тобто утворюють комбінований елемент, до яких відноситься клапан затримки.

На рис. 8.97, б приведено схему приводу на базі пневмоциліндра двобічної дії 1.0, 5/2-розподільника з пневматичним керуванням і двох клапанів затримки – нормально-відкритого 1.4 та нормально-закритого 1.5. Час затримки відповідає моменту досягнення певного рівня тиску у порожнині.

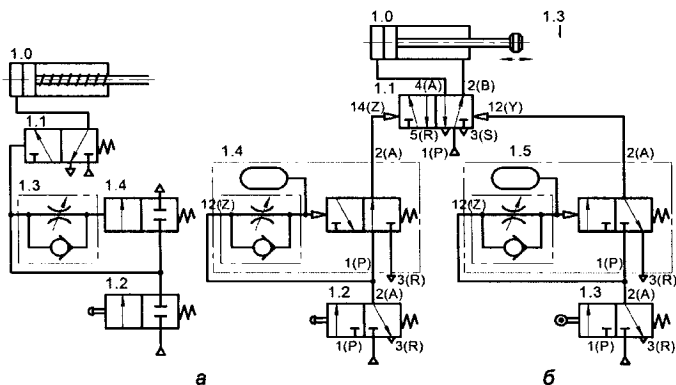


Рис. 8.97. Пневмоприводи однієї (а) та двобічної (б) дії, керувані за терміном вистоювання поршня

При натисканні на кнопку 1.2 пневматичний сигнал проходить через клапан 1.4 і перемикає розподільник 1.1, чим забезпечує подачу повітря до поршневої порожнини та висування штоку циліндра. Клапан налаштований за часом 0,5 секунди, чого вистачає для надходження стартового сигналу на вхід 14(Z) розподільювача 1.1, але після 0,5 секунди клапан затримки 1.4, на вхід 10(Z) якого також надходить стартовий сигнал від кнопки 1.2. вимикається та знімає сигнал зі входу 14(Z). Але золотник розподільника 1.1 залишається у положенні, яке відповідає висунутому штоку циліндра 1.0. У крайньому висунутому положенні шток натискає на кінцевий вимикач 1.3, який передає пневматичний сигнал на вхід 12(Z) нормально-закритого клапана затримки часу 1.5. Після закінчення встановленого часу, що визначається налаштуванням дроселя, який входить до складу клапана, на його виході 2(A) з'являється сигнал, що надходить на вхід 12(Y) розподільника 1.1, який перемикається до початкового положення, оскільки на його протилежному вході 14(Z) сигналу вже немає. Шток втягується. Новий цикл можна буде починати, якщо кнопку 1.2 відпущено, у результаті чого, сигнал на виході 10(Z) клапана затримки часу 1.4 зникає і клапан 1.4 повернеться до початкового положення, підготувавши лінію для подачі нового сигналу на вхід 14(Z) розподільника 1.1.

8.8.2. ТИПОВІ СХЕМИ ДИСКРЕТНОГО ПРИВОДУ МЕХАТРОННИХ МОДУЛІВ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ КЕРУВАННЯМ

З метою підвищення швидкості передачі керуючих сигналів в гідропневмоприводах застосовується пряме і непряме електромагнітне керування. На рис. 8.98, а показано схему керуваного за положенням пневмоприводу на основі циліндра однієї дії 1.0 і 3/2-розподільника 1.1 з однією бічним прямим електромагнітним керуванням.

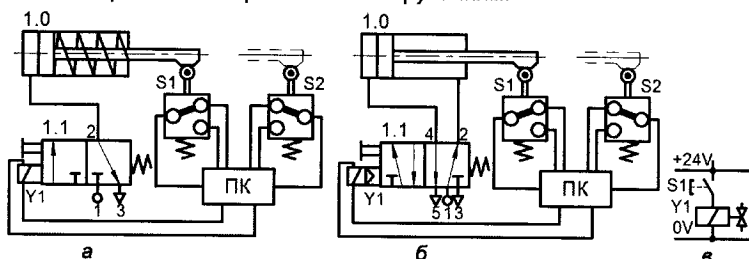


Рис. 8.98. Пневмоприводи з прямим електромагнітним (а) та прямим електропневматичним (б) керуванням за положенням і схема підключення котушки електромагніту (в)

Осердя електромагніту, що входить до складу розподільника, механічно сполучене із запірним елементом (клапаном) і безпосередньо відкриває або закриває отвір для подачі робочого тиску до циліндра при

увімкненні або вимкненні живлення котушки електромагніту Y1 за командами кінцевих (шляхових) вимикачів S1 і S2. Повернення осердя з клапаном до початкового положення забезпечується пружиною електромагніту розподільника. Керування приводом здійснюється пристроєм керування (ПК). За такого виконання пересування золотника розподільника не залежить від тиску у трубопроводі або швидкості потоку повітря, тобто його відкриття чи закриття може здійснюватися за будь-якого тиску у межах робочого діапазону.

Електропневматичне (пілотне) керування пневмоприводом за положенням на основі циліндра двобічної дії за допомогою 5/2-розподільника однобічного керування, обладнаного пілотним клапаном, ілюструється схемою на рис. 8.98, б. Коли на котушку Y1 електромагніту розподільвача подано напругу керування, його осердя, втягуючись всередину котушки, відкриває механічно пов'язаний з ним пілотний клапан, даючи доступ стисненому повітрю з робочим тиском до керуючої порожнини розподільвача та спричинюючи тим самим переміщення його золотника. Повернення золотника до початкового положення здійснюється пружиною розподільвача при знеструмленні котушки електромагніту за командою одного з кінцевих вимикачів.

Використані в описаних схемах пневмоприводів розподільники з однобічним електромагнітним або електропневматичним керуванням та пружинним поверненням до початкового положення, називають **моностабільними** і вони не мають властивості пам'яті. Такого роду пневмоприводи рекомендують застосовувати у тих випадках, коли немає необхідності у високій швидкості пересування поршня циліндра та його розміри невеликі. У цих випадках споживаний котушкою електромагніту струм малий, ймовірність підгоряння чи оплавлення контактів кінцевих вимикачів S1, S2 вельми незначні, що дає можливість безпосередньо підключати котушку Y1 до джерела живлення за схемою, наведеною на рис. 8.98, в.

Великі діаметри пневмоциліндрів та значні переміщення і швидкості поршня потребують підвищеного тиску магістралі, а тому застосування розподільники зі збільшеною площею прохідного перерізу та з електромагнітами підвищеної потужності. Як правило, досягнення потрібної потужності відбувається завдяки збільшенню габаритів котушок електромагнітів, що приводить до підвищення витрати електроенергії. Для запобігання цього, у пневмоприводах використовують **непряме електропневматичне** (пілотне) керування за допомогою розподільників, обладнаних пілотними клапанами.

За непрямого пілотного керування, розміри електромагнітів можуть бути зменшені, що з електричної точки зору має дві переваги: зменшуються витрати енергії та виділення тепла. З точки зору пневматики їх перевага ще й у тому, що електричний сигнал надходить на електромагніт, який перемикає якір-затвор пілотного клапана, сигнал з якого у вигляді тиску повітря вже діє

на золотник розподільвача. Непряме керування застосовується й у випадку дистанційного керування пневмосистемою. Як правило, контакти шляхових перемикачів розвантажуються завдяки використанню проміжних реле, часто виконуючих функції підсилювачів сигналів.

Схема пневмоприводу з непрямим електропневматичним керуванням на основі пневмоциліндра 1.0 двобічної дії та 5/2-пілотногo **бістабільного** розподільника подано на рис. 8.99, а. При взаємодії кулачка на штоку з кінцевим вимикачем, наприклад, S1, струм подається на обмотку проміжного реле K1, що входить до складу ПК, контакти котрого K1.1 замикаються, пропускають струм до обмотки електромагніту Y1. У такій же послідовності й за такою ж схемою відбувається живлення електромагніту Y2 після взаємодії кулачка з S2. Сигнали, що керують такими розподільниками, можуть бути дуже короткочасними. Пневмосистеми з таким типом керування найкращі у тих випадках, коли можливе вимикання електроживлення та виникнення аварійних ситуацій. Бістабільні розподільники, на відміну від моностабільних, завжди залишаються у поточному робочому положенні, а їх перемикання можливе тільки за подачі керуючого сигналу на другий електромагніт.

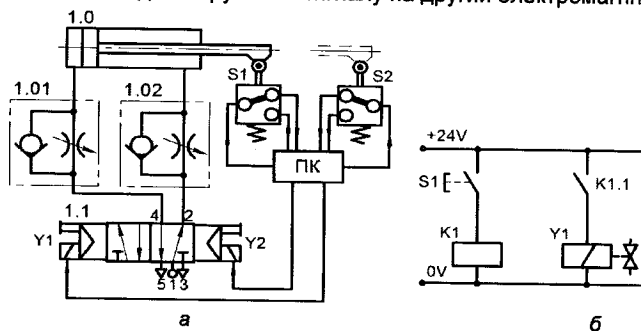


Рис. 8.99. Пневмопривід двобічної дії з непрямим електропневматичним керуванням за положенням (а) та схема підключення електромагнітів розподільвача (б)

На відміну від пневмоприводів з електропневматичним керуванням за положенням на основі двопозиційних розподільників (5/2-розподільників) приводи на основі трипозиційних розподільників (рис. 8.100) характеризуються такими можливостями:

- у нейтральному положенні, коли усі лінії перекрито, можна здійснити короткочасну зупинку поршня циліндра двобічної дії у будь-якому проміжному положенні, між кінцевими шляховими датчиками S1 і S3, що забезпечується за командами від встановленого відповідним чином шляхового датчика S2 (таких датчиків може бути декілька);
- у нейтральному положенні, коли усі виходи сполучено з вихлопом, поршень циліндра двобічної дії може пересуватися без опору, створеного тиском стисненого повітря;

– у нейтральному положенні, коли усі виходи сполучено із живленням, поршень циліндра двобічної дії знаходиться під протитиском.

Нейтральне положення розподільника 1.1, показане на рис. 8.100, забезпечують пружинами, розташованими з обох боків золотника, за відсутності живлення на електромагнітах Y1 і Y2.

Керування за тиском можна реалізувати за схемою, наведеною на рис.

8.101, а. При натисканні на кнопку S1 (рис. 8.101, б) струм надходить на обмотки реле K1 і відповідно електромагніту Y1 5/2-розподільника з двобічним пілотним керуванням, який перемикається змушуючи висуватися

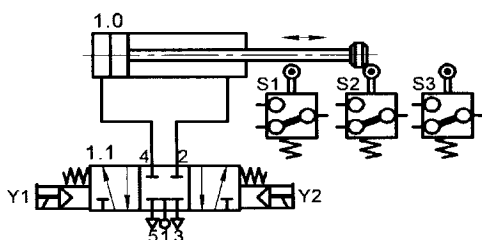


Рис. 8.100. Пневмопривід двобічної дії на основі трипозиційного розподільника з непрямым електропневматичним керуванням

шток циліндра двобічної дії. Тиск, що подається до поршневої порожнини, одночасно надходить до реле тиску B1. Коли шток досягає свого кінцевого положення, спрацьовує геркон B2, а потім, після підвищення тиску у поршневій порожнині до заданого значення, вмикається реле B1. Контакти B1 і B2, приєднані послідовно, замикаються, пропускаючи струм до обмотки реле K2, що замикає ланцюг подачі струму на Y2, після чого розподільювач повертається до початкового положення, а шток втягується.

Сигнали на електромагніти Y1 і Y2 можуть бути дуже короткочасними. Але, для спрацьовування розподільювача вистачає короткого імпульсу. Якщо тиск, що надходить до налаштованого реле B1, не досягає заданого значення або шток на своєму шляху зустрічає перешкоду, яка заважає йому повністю висунутися до спрацьовування B2, поршень не втягнеться.

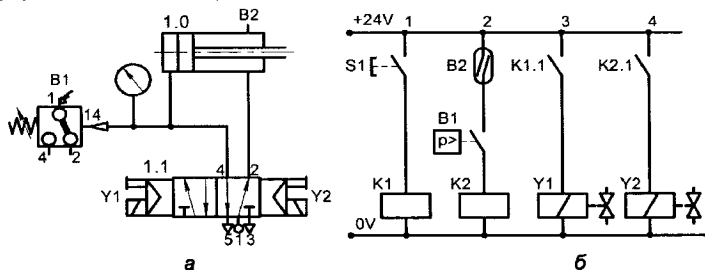


Рис. 8.101. Пневмопривід двобічної дії з непрямым електропневматичним керуванням за тиском

Тимчасову затримку штоку у висунутому стані можна забезпечити за допомогою реле, яке керує подачею напруги живлення на котушки бістабільного розподільника (рис. 8.102, а). У початковому положенні

поршень з кільцевим магнітом втягнутий, а контакти S1 замкнено. При натисканні на кнопку S3 (рис. 8.102, б) подається живлення на реле K1, контакт K1.1 якого замикає ланцюг 3 подачі струму на електромагніт Y1 розподільника 1.1. Розподільник перемикається у положення, за якого вхід 1 сполучується з виходом 4 і стиснуте повітря надходить до поршневої порожнини циліндра 1.0, висуваючи таким чином шток. При досягненні поршнем з кільцевим електромагнітом шляхового вимикача S2, забезпечують подачу струму на котушку K2 реле, наприклад, із затримкою за часом по передньому фронту (тобто, із затримкою спрацьовування). При закінченні затримки замикається контакт K2.1, що живить другий електромагніт Y2, який переводить розподільник до початкового положення, коли шток буде втягнуто.

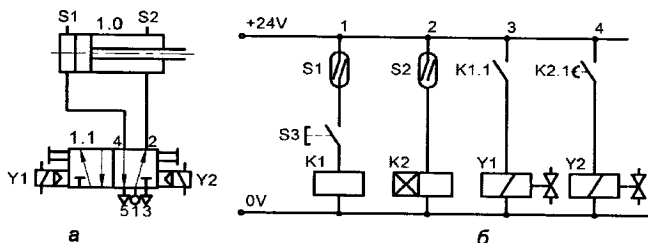


Рис. 8.102. Пневмопривід двобічної дії на основі бістабільного розподільника з непрямым електропневматичним керуванням за часом

Подану задачу можна розв'язати за допомогою моностабільного 5/2-розподільник (рис. 8.103, а). Для цього паралельно геркону S1 та кнопці S3 розміщують блокувальний контакт K1.1 реле K1, а послідовно йому у ланцюг 1 вводять контакт K2.1 із затримкою (рис. 8.103, б). Коли шток у втягнутому положенні забезпечує замкнений стан S1, натисканням на кнопку S3 живиться реле K1, яке самоблокується контактом K1.1. Струм надходить на Y1, розподільювач перемикається, шток висувається до спрацьовування S2. Далі цикл роботи повторюється. Світлові індикатори L1 і L2 дублюють спрацьовування S1 і S2.

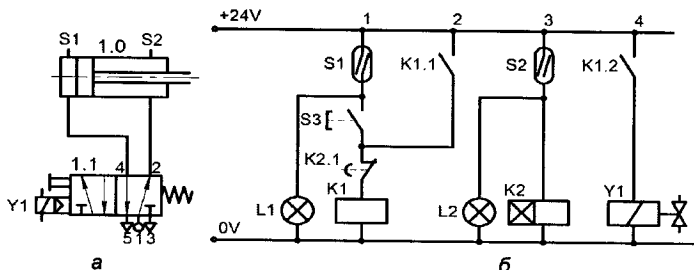


Рис. 8.103. Пневмопривід двобічної дії на основі моностабільного розподільника з непрямым електропневматичним керуванням за часом

Контрольні питання для самоперевірки

1. Як позначаються елементи на гідравлічних схемах?
2. З чого складається електрогідравлічна система?
3. Які пристрої в електрогідравлічних системах виконують задачу управління?
4. З яких частин складається система управління електрогідравлічних систем?
5. З яких елементів складається блок живлення?
6. До якого типу датчиків відносяться геркони?
7. На якому принципі працює індуктивний датчик положення?
8. На якому принципі працює ємкісний датчик положення?
9. Дайте визначення реле.
10. Які функції виконує реле?
11. Чим відрізняються сухі та мокрі електромагніти?
12. Чим здійснюється іскрогасіння у електромагнітних розподільниках?
13. Як позначаються контакти на електричних схемах?
14. Яка з діаграм відноситься до функціональної діаграми?
15. Типи, призначення та принципи роботи датчиків, що використовуються в механотронних модулях руху та системах.
16. Чим відрізняються види вихідного сигналу датчиків?
17. Що таке похибка виміру, роздільна здатність, чутливість, лінійність, гістерезис, повторюваність, час відгуку датчика?
18. Чим відносний відлік датчика відрізняється від абсолютного?
19. Як кодуються переміщення об'єкта у датчиках положень?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М., Машиностроение. - 1982. - 424 с.
2. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика: Підручник / В.О. Федорець, М.Н. Педченко, В.Б. Струтинський та ін. – К.: Вища шк. 1995. – 463 с.
3. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. Справ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.
4. Чурпаков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.
5. Пелевін Л.Є., Смірнов В.М., Гаркавенко О.М., Фомін А.В. Гідро- та пневмоприводи будівельних машин: Підручник. – 2-е видання, доповнене і перероблене. – К.: КНУБА, 2002. – 328 с.
6. Механотронні системи гідропневмоавтоматики: навч. посібник / Л.Є. Пелевін, М. М. Балака, Г. О. Аржаєв. – К.: Аграр Медіа Груп, 2014. – 192 с.
7. Вакина В.В., Денисенко И.Д., Столяров А.Л. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов. К., Вища школа. - 1987. - 208 с.
8. Гейер В.Г., Дулин В.С., Боруменский А.Г., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод. М., Недра. - 1981. - 295 с.
9. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы. К., Вища школа. - 1980. - 232 с.
10. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу. Под ред. Некрасова Б.Б. М., Высшая школа. - 1989. - 192 с.
11. Экснер Х., Фрейтаг Р., Хайс Х., Лонг Р. Гидропривод. Основы и компоненты. Бош Рексрот Дидактика. – 2003. – 322 с.
12. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. – М.: Машиностроение, - 1975. – 288 с.
13. Мандрус В.І., Лещій Н.П., Звягін В.М. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади розрахунків. Львів, Світ. - 1995. - 264 с.
14. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. М., Машиностроение. - 1991. - 384 с.
15. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М., Машиностроение. - 1987. - 464 с.
16. Пневмоавтоматика. Основной курс. Учебное пособие. Фесто Дидактик. – 145 с.
17. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Под об. редакцией Б.Б. Некрасова. Минск, Высшая школа. - 1985. - 383 с.
18. Холин К.М., Никитин О.Ф. Основы гидравлики и объемные гидроприводы. М., Машиностроение. - 1989. - 264 с.
19. Электропневмоавтоматика в производственных процессах: Учеб. пособие/ Е.В. Пашков, Ю.А. Осинский, А.А. Четверкин; Под ред. Пашкова. – 2-е изд., перераб. и доп. – С.: СевНТУ, 2003. – 496 с., ил.
20. Электрогидроавтоматика. Основной курс. Д. Меркле, К. Рупп, Д. Шольц/ Фесто. Э. – 1994. 202 с.

Еквівалентна шорсткість труб

Труби	Δ_e , мм
Скляні	0
Сталеві тягнені нові	0,02...0,05
Сталеві тягнені не нові	0,15...0,3
Сталеві зварні нові	0,04...0,1
Чавунні нові	0,25...1,0
Чавунні й сталеві зварні не нові	0,8...1,5
Латунні й мідні тягнені нові	0,002...0,006
Алюмінієві та дюралюмінієві тягнені нові	0,03
Рукави і шланги гумові	0,03
Азбестоцементні нові	0,05...0,1
Азбестоцементні не нові	0,6
Бетонні й залізобетонні	0,3...0,8

Коефіцієнти ζ і A для місцевих гідравлічних опорів

Види місцевих опорів	Коефіцієнти	
	ζ	A
Пробковий кран	0,4...15	150
Вентиль	2,5...6	900...3000
Засувка (повністю відкрита)	0,15	75
Діафрагма:		
при $d_2/d_1=0,8$	1,0	70
при $d_2/d_1=0,63$	7,0	120
при $d_2/d_1=0,4$	70	500
Різкий поворот труби:		
на кут 30°	0,16	
на кут 45°	0,32	
на кут 60°	0,56	
на кут 90°	1,19	400
Плавний поворот труби на кут φ° :		
при радіусі $R_n=1,5 d$	$0,45\varphi^\circ/90$	180
при радіусі $R_n=2,5 d$	$0,42\varphi^\circ/90$	180
Вхід з труби в резервуар	1,0	30
Вихід з резервуара в трубу	0,5	30

Труби сталеві безшовні для нафтопроводів і паливопроводів

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм
4; 5	0,5...0,8	22...25	0,5...3,0
6	0,5...1,4	27; 28	0,5...2,0
7	0,5...1,5	30...40	0,5...3,0
8...21	0,5...2,0	42...70	1,0...3,0

ПРИМІТКА. У наведених межах діаметр брати з ряду: 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 27; 28; 30; 32; 34; 35; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 65; 70 мм; товщину стінки – з ряду: 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,0 мм.

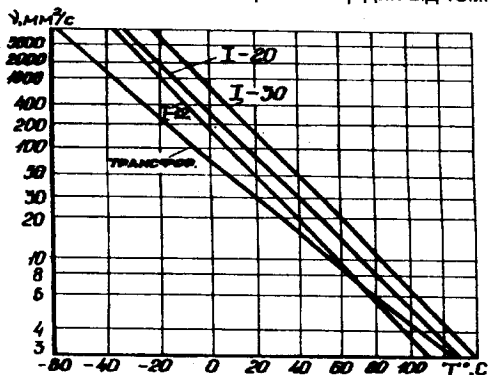
Труби сталеві безшовні гарячедеформовані

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм
25...42	2,5...4,0	127	4...30
45; 50	2,5...5,0	133	4...32
54	3...11	140...159	4,5...36
57	3...12	168...194	5...45
60; 63,5	3...14	203; 219	6...50
68; 70	3...16	245; 273	7...50
73; 76	3...18	299...351	8...75
83	3,5...18	377...426	9...75
89...102	3,5...22	450	16...75
108...121	4...28	480...530	25...75

ПРИМІТКА. У наведених межах діаметр брати з ряду: 25; 28; 32; 38; 42; 89; 95; 102; 108; 114; 121; 140; 146; 152; 159; 168; 180; 194; 299; 325; 351; 377; 402; 426; 480; 500; 530 мм; товщину стінки – з ряду: 2,5; 2,8; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 16; 17; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 60; 63; 70; 75 мм.

Додаток 4

Залежність кінематичної в'язкості робочих рідин від температури



Додаток 5

Коефіцієнти витікання

Отвір та насадки	ϵ	ϕ	μ
Малий отвір	0,64	0,97	0,62
Зовнішня циліндрична насадка	1,00	0,82	0,82
Внутрішня циліндрична насадка	1,00	0,71	0,71
Конічно-збіжна насадка з кутом 12...14°	0,98	,96	-,94
Конічно-розбіжна насадка з кутом 8°	1,00	0,45	0,45
Коноїдальна насадка	1,00	0,97	0,97

Тиск насиченої пари деяких рідин p_s , кПа

Рідина	Температура, °С						
	20	40	60	80	100	140	180
Авіабензин	16,3	33,2	55,8	103,0			
Вода	2,4	7,5	20,2	48,2	103,0	334	
Гас	3,3	5,8	7,5	12,1	20,3	57	138
Нафта	7,8	13,7	37,2	85,3			
Ртуть	0,0002						
Спирт	8,0	20	49,3				
Масла							
Індустріальне 20			0,14	0,3	0,4	0,9	3,8
Індустріальне 50					0,14	0,7	3,0
АМГ – 10			0,4	0,8	1,8	5,8	23,8

Основні параметри фільтрів

Позначення	Тонкість очищення, мкм	Номінальна перепускна можливість, л/хв	Номінальний тиск, МПа	Тип з'єднання
1.1.25–10	10	63	0,63	Різьбове
1.1.25–25	25	63	0,63	Різьбове
1.1.32–25	25	100	0,63	Різьбове
1.1.32–40	40	100	0,63	Різьбове
1.1.40–10	10	160	0,63	Різьбове
1.1.40–25	25	160	0,63	Різьбове
1.1.40–40	40	200	0,63	Різьбове
1.1.50–25	25	250	0,63	Фланцеве
1.1.63–40	40	400	0,63	Фланцеве
1.1.25–25/16	25	63	1,6	Різьбове
1.1.32–25/16	25	100	1,6	Різьбове

ПРИМІТКА. 1. Фільтри призначені для встановлення у зливних лінях.

ПРИМІТКА. 2. Іноді застосовують такі позначення: пластинчасті фільтри: 0,08Г41–1; 0,08Г41–2; 0,0612Г41–1; 0,012Г41–1; 0,20Г41–2; сіткові фільтри: 0,05С42–1; 0,605С42–2; 0,08С42–1; 0,08С42–2; 0,012С42–1; 0,15С42–2. Число перед шифром означає тонкість очищення (у міліметрах).

Технічні характеристики 3...4 позиційних секційних розподільників

Основні параметри	P–20	P–25	P–32	P–32	P–32
Умовний прохід, мм	20	25	32	32	32
Тиск, МПа:					
номінальний	16	16	16	25	25
максимальний	17,5	17,5	17,5	32	32
Потік рідини, л/хв:					
номінальний	100	160	250	320	320
максимальний	125	200	320	400	400
Кількість золотників	1...8	1...7	1...6	1...5	1...7
Внутрішні витоки рідини (не більше), см ³ /хв	50	75	100	150	150
Втрати тиску при 3–4 золотниках, МПа	0,56	0,6	0,6	0,6	0,8
Допустимий тиск на злив, МПа	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8

Параметри гідроциліндрів загального призначення

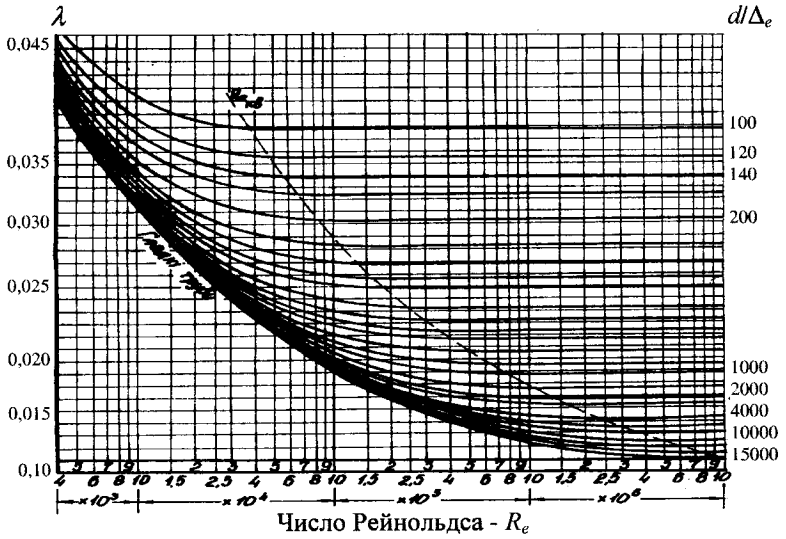
Діаметр поршня, D , мм	Діаметр штока, d , мм для $p = 10-16$ МПа		Діаметр штока, d , мм для $p = 25-32$ МПа		Хід поршня $L \cdot 10^2$, мм
	$\varphi = 1,25$	$\varphi = 1,6$	$\varphi = 1,6$	$\varphi = 2,0$	
40	18	25			1;1,1;4
50	22	32			1;3,2;4;6,3
63	28	40			1,25...3,6
80	36	50			1,6...10
100	45	63	63	70	2...11,2
110	50	70	70	80	2,5...10
125	56	80	80	90	2,5...14
140	63	90	90	100	2,8...14
160	70	100	100	110	3,2...16
180	80	110	110	125	5...12,5
200	90	125			5...16
220	100	140			6,3...14
250	110	160			20...22

ПРИМІТКА. φ – відношення площини поршня до площини штока.

Технічні характеристики моноблочних розподільників

Основні параметри	P– 75– 22	P– 75– 42	P– 75– 23	P– 75– 43	P– 75– 150	16	20	32	40
	Умовний прохід, мм						16	20	32
Тиск, МПа:									
номінальний	10	7	10	7	10	32	32	32	32
максимальний	13	10	13	10	10	40	40	40	40
Поток рідини, л/хв:									
номінальний	45	45	45	45	45	90	160	360	600
максимальний	75	75	75	75	75	125	200	400	630
Кількість золотників	2	2	3	3	3	2...4	2...4	2...4	2...4
Кількість позицій золотників	4	3	4	3	4	3	3	3	3
Внутрішні витоки рідини (не більше), см ³ /хв	60	60	60	60	60	80	100	130	
Втрати тиску при 3–4 золотниках, МПа	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4			2,5	
Допустимий тиск на злив, МПа	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	3,0	3,0	3,0	3,0

Визначення коефіцієнта Дарсі



Навчальне видання

Пелевін Леонід Євгенович
Міщук Дмитро Олександрович
Рашківський Володимир Павлович
Горбатюк Євген Володимирович
Аржаєв Геннадій Олександрович
Красніков Володимир Федорович

ГІДРАВЛІКА, ГІДРОМАШИНИ ТА ГІДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА

Підручник для студентів вищих технічних навчальних закладів,
які навчаються за напрямками підготовки "Інженерна механіка",
"Педагогічна освіта", "Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані
технології", "Прикладна механіка" та "Електромеханіка"

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 23,25. Тираж 300 прим. Зам. С15-058.

Видавець КЖД "Софія"

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру суб'єкта видавничої справи ДК 3397
від 19.02.2009 р.

Виготовлювач ТОВ "МедіаМах"

Київ, вул. Герцена, 17-25.

**Пелевін Леонід Євгенович**

Завідувач кафедри будівельних машин ім. Ю. О. Ветрова Київського національного університету будівництва і архітектури, д.т.н., професор, дійсний член Академії будівництва України, лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, Премії Академії будівництва України ім. М. С. Буднікова. Автор понад 600 наукових, методичних праць та довідників, серед яких 22 підручників та начальних посібників, 6 монографій, понад 200 авторських свідоцтв на винаходи та патентів України.

**Мишук Дмитро Олександрович**

Доцент кафедри будівельних машин ім. Ю. О. Ветрова, к.т.н., доц., член-кореспондент Академії будівництва України. Автор понад 50 наукових та методичних праць, серед яких 1 монографія, 14 патентів України на корисні моделі

**Рашківський Володимир Павлович**

Доцент кафедри будівельних машин ім. Ю. О. Ветрова, к.т.н., доцент, член-кореспондент Академії будівництва України, лауреат премії Президента України для молодих вчених. Автор понад 50 наукових та методичних праць, серед яких 2 навчальних посібника і 1 підручник, 25 патентів України на винаходи та корисні моделі.

**Горбатюк Євгеній Володимирович**

Доцент кафедри будівельних машин ім. Ю. О. Ветрова, к.т.н., доц., член-кореспондент Академії будівництва України, лауреат премії Президента України для молодих вчених. Автор понад 60 наукових та методичних праць, серед яких 3 підручника та навчальних посібника, 1 монографія, 10 патентів України на корисні моделі.

**Аржаєв Генадій Олександрович**

Голова циклової комісії спеціальностей «Машинобудування та матеріалобробка» Миколаївського будівельного коледжу КНУБА, спеціаліст вищої категорії, викладач-методист. Автор понад 100 наукових та методичних праць, серед яких 3 навчальних посібники, 2 монографії, більше 40 авторських свідоцтв на винаходи та патентів України на корисні моделі

**Красніков Володимир Федорович**

Викладач циклової комісії загально-технічних дисциплін Миколаївського будівельного коледжу КНУБА, спеціаліст вищої категорії, старший викладач. Автор понад 30 наукових та методичних праць, серед яких 1 навчальний посібник, 5 авторських свідоцтв на винаходи