

ГІДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА

Конспект лекцій

для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

галузі знань 13 Механічна інженерія

ОП «Металообробне обладнання та роботизовані виробничі системи»

спеціальності 131 Прикладна механіка

денної та заочної форм навчання

УДК 621.22(07)
Г46

Рекомендовано до видання вченою радою факультету транспорту та механічної інженерії ЛНТУ, протокол № від «_____» _____ 2025 року.

Голова вченої ради факультету транспорту та механічної інженерії _____
І. МУРОВАНІЙ

Електронна копія друкованого видання передана для внесення в репозитарій ЛНТУ.

Директор бібліотеки _____ Н. ПОЛІЩУК

Розглянуто і схвалено на засіданні кафедри прикладної механіки та мехатроніки ЛНТУ, протокол № _____ від «_____» _____ 2025 року.

Завідувач кафедри прикладної механіки та мехатроніки _____ Р. РЕДЬКО

Укладач: _____ Н. ГУЛІЄВА, к.т.н., доцент кафедри прикладної механіки та мехатроніки ЛНТУ.

Рецензент: _____ О. РЕШЕТИЛО, к.т.н., доцент кафедри автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій ЛНТУ.

Відповідальний за випуск: _____ Р. РЕДЬКО, к.т.н., доцент, завідувач кафедри прикладної механіки та мехатроніки ЛНТУ.

Гідропневмоавтоматика Конспект лекцій для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, галузі знань 13 Механічна інженерія, ОП «Металообробне обладнання та роботизовані виробничі системи», спеціальності
Г46 131 Прикладна механіка, денної та заочної форм навчання / уклад. Н. ГУЛІЄВА – Луцьк: ЛНТУ, 2025. – 116 с.

Конспект лекцій складений відповідно до діючої програми курсу «Гідропневмоавтоматика». У конспекті лекцій викладено теоретичний матеріал для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти галузі знань 13 Механічна інженерія ОП «Металообробне обладнання та роботизовані виробничі системи» спеціальності 131 Прикладна механіка. Видання містить теоретичний матеріал, зміст, вступ та список використаної літератури.

ЗМІСТ

ВСТУП	4
ТЕМА 1. Загальні відомості про гідравлічний об'ємний привод	5
ТЕМА 2. Робочі рідини, які використовуються в об'ємному гідроприводі.	10
ТЕМА 3. Динаміка гідравлічного привода	17
ТЕМА 4. Регулювання швидкості руху робочого органу	24
ТЕМА 5. Принципові гідросхеми для здійснення різних технологічних циклів	30
ТЕМА 6. Загальна характеристика об'ємних гідромашин	36
ТЕМА 7. Шестеренні насоси і гідромотори	43
ТЕМА 8. Пластинчасті (шиберні) насоси і гідромотори	47
ТЕМА 9. Радіально-поршневі та аксіально-поршневі насоси та гідромотори	53
ТЕМА 10. Гідродвигуни для поступального руху	63
ТЕМА 11. Гідроапаратура та допоміжне обладнання гідроприводів	71
ТЕМА 12. Гідроапарати для регулювання втрати робочої рідини	74
ТЕМА 13. Розподільні гідроапарати	80
ТЕМА 14. Гідравлічні підсилювачі та слідкуючі приводи	90
ТЕМА 15. Загальна характеристика пневматичних приводів. Елементи пневмоапаратури	100
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	113

ВСТУП

Сучасна інженерна діяльність у галузі механічної інженерії тісно пов'язана з впровадженням автоматизованих та роботизованих систем, які забезпечують високу продуктивність, точність і надійність технологічних процесів. Однією з ключових складових таких систем є гідропневмоавтоматика – галузь науки і техніки, що вивчає принципи проєктування, побудови та застосування гідравлічних і пневматичних систем управління.

Цей конспект лекцій розроблено для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за спеціальністю 131 «Прикладна механіка» освітньої програми «Металообробне обладнання та роботизовані виробничі системи». Він спрямований на формування базових знань і навичок, необхідних для розуміння роботи, проєктування та експлуатації гідравлічних і пневматичних систем, які широко застосовуються у металообробному обладнанні та автоматизованих виробничих лініях.

Матеріали методичних вказівок підготовлені з урахуванням актуальних потреб сучасної промисловості та освітніх стандартів. Вони охоплюють основні теоретичні засади, конструктивні особливості елементів гідропневмоавтоматики, принципи їх взаємодії, а також практичні аспекти застосування. Особлива увага приділена питанням енергоефективності, екологічності та перспектив розвитку гідравлічних і пневматичних систем.

Конспект спрямований на допомогу здобувачам освіти не лише засвоїти теоретичний матеріал, а й сформувати навички практичного використання отриманих знань у професійній діяльності.

ТЕМА 1

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ГІДРАВЛІЧНИЙ ОБ'ЄМНИЙ ПРИВОД

Об'ємним, гідравлічним приводом називається сукупність гідравлічних агрегатів і гідроліній, яка служить для приведення в дію механізмів та робочих органів машин, що використовують енергію стисненої рідини. При цьому енергія передається за допомогою переміщення окремих об'ємів рідини. Згідно з законом Паскаля зміна тиску на одній з граничних поверхонь замкненого об'єму рідини рівномірно передається кожній частині рідини, тому тиск у замкненому об'ємі рідини можна вважати постійним. Таким чином, робота гідравлічного приводу об'ємного типу базується на використанні потенційної енергії стисненої рідини [1].

Такий привод має гідронасос, гідродвигун і механізми керування, з'єднані з насосом трубопроводами, а також робочий орган, що виконує механічну роботу. Насос приводиться в дію електродвигуном, внаслідок чого механічна енергія двигуна в насосі перетворюється на потенційну енергію стисненої рідини, яка далі передається трубопроводами до гідродвигуна, відбувається зворотне перетворення енергії – потенційної енергії стисненої рідини в механічну енергію.

Таке перетворення енергії легко простежити на найпростішій моделі гідропривода, що складається з двох послідовно з'єднаних силових циліндрів (рис. 1.1), один із яких виконує функції насоса, якщо до його штоку прикласти зовнішню силу R_1 , а другий – функції гідродвигуна, що перетворює тиск рідини в робоче зусилля R_2 на його штоку.

Для аналізу принципу дії гідропривода вважатимемо, що порожнини гідроциліндрів і трубопроводу повністю заповнені рідиною. Рідина практично не стикається, герметично ізольована від навколишнього середовища і не проникає в щілини між стінками гідроциліндрів і поршнями. Втрати енергії на тертя в гідроциліндрах і в об'ємі рідини малі. Крім того, розглянемо рух поршнів з

незначними величинами прискорення, при яких можна не враховувати сили інерції поршнів та рідини.

При дії зовнішньої сили R_1 , на поршень гідроциліндра 1 поршень переміщується зі швидкістю v_1 . Сила і швидкість визначаються потужністю зовнішнього пристрою згідно з рівнянням:

$$N = R_1 v_1 \quad (1.1)$$

Сила дії зовнішнього пристрою на поршень урівноважується силою тиску рідини p на поверхню поршня. Тиск становить силу, що діє на одиницю площі перпендикулярно до неї.

Рівновага сил на поршні гідроциліндра 1 (рис. 1.1) наявна при виконанні умови:

$$\rho F_1 = R_1, \quad (1.2)$$

де F_1 – площа поверхні поршня, а p – тиск у порожнині гідроциліндра. Звідси:

$$\rho = \frac{R_1}{F_1}. \quad (1.3)$$

Тиск p є одним із головних параметрів, що характеризує гідропривод.

Згідно з законом Паскаля, тиск рідини передається в усіх напрямках однаково. Він буде однаковим на стінках гідроциліндра 1, у трубопроводі, що з'єднує гідроциліндри, в порожнині гідроциліндра 2, а також на поверхні поршня гідроциліндра 2. Тому з боку рідини на поршень гідроциліндра 2 буде діяти сила тиску:

$$R_2 = p F_2 \quad (1.4)$$

де F_2 – площа поверхні поршня гідроциліндра 2.

Зі співвідношень (1.1) та (1.3) знаходимо:

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{F_2}{F_1},$$

або

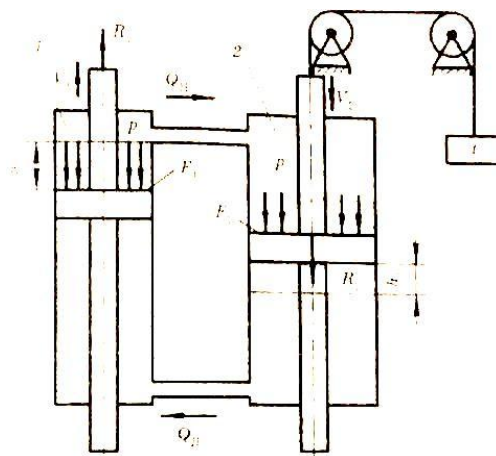


Рис. 1.1. Спрощена схема гідравлічного об'ємного привода: 1 – гідроциліндр-насос; 2 – гідроциліндр-двигун

$$R_2 = \frac{F_2}{F_1} R_1. \quad (1.5)$$

Тобто відношення зусиль на штоках насоса та двигуна прямо пропорційні робочим, (ефективним) площам поршнів.

Звідси випливає, що за умови $F_2 > F_1$ можна при невеликій зовнішній силі R , досягти значних зусиль R_2 , для виконання потрібних функцій привода. Це збільшення сили може сягати значної величини залежно від співвідношення площ F_1 , та F_2 .

Сила R_2 приводить у рух шток гідродвигуна, виконуючи при цьому корисну роботу. Необхідно зазначити: незважаючи на те, що тиск рідини створюється насосом, величина цього тиску практично не залежить від параметрів насоса. Тиск p визначається головним чином навантаженням на вихідному валу гідродвигуна.

Другим головним параметром, що характеризує гідропривод, є витрата рідини – подача насосом певного об'єму рідини за одиницю часу:

$$Q = \frac{V}{t} \text{ см}^3/\text{с}, \quad (1.6)$$

де V – об'єм рідини, см^3 ;

t – час, с;

Q – витрата рідини, $\text{см}^3/\text{с}$.

Таку витрату називають подачею гідронасоса.

Тиск та витрата рідини є головними параметрами, які характеризують роботу гідроприводу. Ці параметри використовуються для кількісних характеристик гідропривода.

За одиницю витрати в Міжнародній системі одиниць (SI) приймають $\text{м}^3/\text{с}$. Разом з тим широко використовують позасистемну одиницю – літр за хвилину (л/хв). При цьому $1 \text{ м}^3/\text{с} = 60\,000 \text{ л/хв}$.

За одиницю тиску в Міжнародній системі одиниць прийнято Паскаль (Па), що являє собою тиск, який спричиняється силою в 1 Ньютон на поверхні 1 м^2 . Таким чином, $1 \text{ Па} = \text{Н}/\text{м}^2$. Частіше як одиницю тиску використовують

МегаПаскаль (1 МПа – 10^6 Па).

У науковій літературі трапляються також інші одиниці вимірювання тиску – бар (1 бар = 10^5 Па), або кГс/см^2 (1 МПа = $10,2 \text{ кГс/см}^2 \cdot 10 \text{ кГс/см}^2$). У деяких випадках тиск вимірюють у міліметрах ртутного чи водяного стовпа (1 мм рт. ст. = 133 Па, 1 мм вод. ст. – 9,81 Па).

Розглядаючи роботу гідропривода і припускаючи, що при зміні тиску не змінюється об'єм рідини, а втрати її через щілини між поршнем та гідроциліндром немає, можна записати:

$$V_1 = V_2, \quad (1.7)$$

де V_1 – об'єм рідини, що виштовхується із циліндра гідронасоса 1 при русі поршня;

V_2 – об'єм рідини, що надійшов у циліндр гідродвигуна, або

$$h_1 F_1 = h_2 F_2, \quad (1.8)$$

де h_1, h_2 – величини переміщення поршнів гідронасоса 1 та гідродвигуна 2.

Звідси:

$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{F_1}{F_2}. \quad (1.9)$$

Тобто величини переміщень поршнів гідронасоса та гідродвигуна обернено пропорційні їх робочим (ефективним) площам. Підставивши в формулу (1.6) значення об'єму витісненої з гідронасоса рідини $V_1 = h_1 F_1$, матимемо:

$$Q = \frac{V_1}{t} = \frac{h_1 F_1}{t}, \quad (1.10)$$

але $\frac{h_1}{t}$ є швидкістю руху поршня гідронасоса поршня v_1 . Тоді:

$$Q_H = v_1 F_1.$$

Аналогічно для гідродвигуна:

$$Q_D = v_2 F_2,$$

де Q_H – витрата (подача) насоса – об'єм рідини, що подається в систему насосом за одиницю часу;

Q_D – витрата гідродвигуна – об'єм рідини, що пройшов через робочу камеру гідродвигуна за одиницю часу;

v_1 та v_2 – швидкість руху поршнів гідронасоса та гідродвигуна.

При відсутності втрат рідини через щілини між поршнями гідронасоса та гідродвигуна:

$$Q_D = Q_H = Q, \quad (1.11)$$

Звідси, для поступального руху поршня гідродвигуна:

$$v_2 = \frac{Q}{F_2} \text{ см/с}. \quad (1.12)$$

Із рівнянь (1.8), (1.9) та (1.10) виходить, що:

$$v_1 F_1 = v_2 F_2, \text{ або } \frac{v_1}{v_2} = \frac{F_2}{F_1}.$$

Швидкості руху поршнів гідронасоса та гідродвигуна обернено пропорційні їх ефективним, площам.

Із залежності (1.12) можна зробити надзвичайно важливий висновок: *швидкість вихідного вала гідродвигуна прямо пропорційна витраті рідини, що проходить через робочу камеру цього двигуна.* Потужність гідродвигуна, згідно із законами механіки, можна визначити залежністю:

$$N = R_2 v_2. \quad (1.13)$$

Підставляючи в цю залежність значення R_2 та v_2 із формул (1.4) та (1.12), отримаємо:

$$N = Qp. \quad (1.14)$$

Для визначення потужності гідропривода у кВт можна скористатися залежністю:

$$N = \frac{Qp}{612} \text{ кВт},$$

де Q – витрати робочої рідини в л/хв;

p – тиск рідини в кг/см².

Із розглянутої схеми видно, що наведені вище залежності будуть справедливими і тоді, коли як насос використовуватиметься другий циліндр, а як гідродвигун – перший. Ці якості важливі для гідросистем ротативної дії, коли як насоси і гідродвигуни можуть бути використані конструктивно однакові гідроагрегати.

ТЕМА 2

РОБОЧІ РІДИНИ, ЯКІ ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ В ОБ'ЄМНОМУ ГІДРОПРИВОДІ

Робочі рідини, які використовуються в об'ємному гідроприводі. В об'ємному гідроприводі в основному використовуються мінеральні масла на нафтовій основі, які є сумішшю продуктів дистиляції нафти із не обхідними добавками – парафіном та іншими твердими вуглеводами.

У гідравлічних системах робочі рідини піддаються дії температур та тиску, що змінюються в широкому діапазоні. Вони повинні передавати енергію тиску на робочі органи, а також змащувати робочі механізми і деталі гідроприводів. Робочі рідини, які використовуються в гідравлічних системах:

- повинні бути безпечними в пожежному аспекті та не мати шкідливого впливу на обслуговуючий персонал;
- повинні мати хороші змащувальні властивості, а кількість механічних домішок в ній має бути мінімальною;
- не повинні мати водорозчинних кислот, лугів та води, а вода, що потрапила в рідину, має легко відокремлюватися;
- не повинно бути значної кількості розчиненого повітря, а при робочих температурах не має утворюватися пара;
- повинна мати оптимальну для певних умов в'язкість, оскільки мала в'язкість призводить до збільшення втрат рідини, а велика – до збільшення втрат на тертя;
- повинна мати високу температуру спалаху.

Вибір робочих рідин для гідроприводів залежить від умов їх роботи. Так, у швидкохідних приводах, де величина втрат через тертя може бути значною, застосовуються рідини з меншою в'язкістю; в тихохідних приводах, а також у тих випадках, коли об'єм втрат рідини може бути великим, доцільно застосовувати рідини з більшою в'язкістю [2].

В авіаційних системах, що працюють у широкому діапазоні температур,

використовується спиртогліцеринава суміш – рідина АМГ 10. Для гідроприводів, що працюють при високих температурах, використовують синтетичні силіконові та кремнійорганічні суміші, в гідроприводах ковальсько-пресових та гірничих машин використовують негорючі водяві емульсії тощо.

Основними показниками, за якими оцінюють якість робочої рідини, є її фізичні властивості: густина, об'ємна деформація та ін.

Важливими технічними характеристиками робочої рідини, крім густини, щільності та в'язкості, є також температура застигання (загущення) та спалаху (табл. 1.1).

Таблиця 1.1. Технічні характеристики робочих рідин

Робоча рідина	Щільність, кг/м³	В'язкість при температурі 50	Температура, °C	
			застигання	спалаху
1	2	3	4	5
Масла індустріальні (ГОСТ 20799-88)				
И6А		4...5	-25	120
И8А		6...8	-20	130
И12А	876...891	10... 14	-15	165
И20А	881...901	17...28	-15	180
И25А		24...27	-15	180
И30А	886...916	28...33	-15	190
И40А		35...45	-15	200
И50А	890...930	47...55	-20	200
И70А		65...75	-10	200
И100А		90...118	-10	210
Масла турбінні (ГОСТ 32-74)				
Турбінне 22	900	22...23	-15	180
Турбінне 30	900	28...32	-10	180
Турбінне 46	900	44...48	-10	195
Турбінне Т _п 22		20...23	-15	186
ДП-11	900	68...81	-15	190
Циліндрове 11		4...9	+5	215
Циліндрове 24	960	8...12	+5	240

1	2	3	4	5
Інші робочі рідини				
АМГ-10 ГОСТ 6794–	850	10	-70	92
7-50 СЗ ГОСТ 20734–75	930...940	10	-70	180
132-10 (ВСП) ГОСТ 18613–88	890...960	10	-70	130
Приладне масло МВП ГОСТ 1805–76		6,3...8,5	-60	120
ГТН (рідина гідро- гальмівна нафтова)	850	10	-68	92
Трансформаторне МО ГОСТ 982–80	884...960	9,6	-45	135
АУП	890	12...14	-70	130

Загущенням робочих рідин називають такий стан, коли частинки рідини втрачають рухомість без фазових змін всієї рідини і без переходу її у тверде тіло. У гідравлічних трубопроводах рідина втрачає рухомість при температурі на 10...15 °С вищій за температуру загушення.

Температурою спалаху називають ту мінімальну температуру, до якої необхідно нагріти рідину, щоб її пара в суміші з повітрям спалахнула при піднесенні полум'я.

Технічні характеристики робочих рідин, які використовуються в гідравлічних приводах, наведені в табл. 1.1, а рекомендації щодо їх використання – у табл. 2.2.

У робочих рідинах гідросистем завжди наявні сторонні домішки у вигляді твердих частинок, які негативно впливають на роботу гідропривода, насамперед спричиняють руйнування поверхні деталей, що взаємодіють між собою.

Масова частка твердих частинок у робочій рідині невелика і не перевищує кілька сотих відсотків, але для гідроприводів, що

Таблиця 2.2. Використання робочих рідин

Область використання	Рекомендовані робочі рідини
Металорізальні верстати, промислові роботи, гнучкі виробничі системи	Індустріальне масло И (ИГЛ), веретенне масло АУ, турбінні Т 22 та Т 30
Гірничодобувні машини	Індустріальні масла, трансформаторне; водомасляні емульсії
Турбіни	Турбінні масла Т 22, Т 30, Т 46 та з присадками Т _п -22, Т _п -30, Т _п -46
Будівельно-дорожні машини	Індустріальні И-12А, И-20А, И-40А; трансформаторне; АУП
Ковальсько-пресове обладнання	Циліндрове масло; водомасляні емульсії
Трактори та інші сільськогосподарські машини	ДП-11, ДП-8, автол АК-10
Гідравлічне суднове обладнання	АУП, МВП, 132-10, АМГ-10
Авіаційні гідросистеми	АМГ-10, 7-50С-3

працюють у важких умовах (гірниче обладнання), або при порушенні умов експлуатації, масова частка твердих частинок може досягати 0,2 % і вище. Тверді частинки потрапляють у рідини двома шляхами. По-перше, із зовнішнього середовища (пил повітря, бруд на стінках гідросистеми). Другий шлях попадання твердих частинок – це руйнування поверхні деталей, що взаємодіють між собою. Внаслідок зносу від них відділяються фреттинг-частинки (частинки, що виникли внаслідок тертя), які потрапляють до робочої рідини. Хімічний склад частинок досить різноманітний, але в основному вони складаються із заліза та інших металів. У робочій рідині також наявні неметалеві частинки – волокна, еластомери та ін.

Велике значення для характеристики рідини має кількісний склад частинок певного розміру. Звичайно, великих за розміром частинок менше, ніж дрібних.

Робочі рідини гідросистем згідно з ГОСТ 17216–88 поділяються на класи залежно від їх чистоти.

Рідини 0...2 класів чистоти застосовують для прецизійних приладів, точних контрольних вимірів, 3...12 класів – для відповідальних систем гідроприводів (авіація, прецизійні металорізальні верстати та ін.), 13...17 класів – для гідросистем силового обладнання в загальному машинобудуванні. Клас чистоти визначає кількісний склад частинок цього розміру у 100 см³ робочої рідини. Наприклад, 12-й клас чистоти рідини допускає наявність в ній не більше 100 частинок розмірами 100.. 200 мкм; до 400 частинок – 50...100 мкм; до 3150 частинок – 10. ..25 мкм; до 63 тисяч частинок 5...10 мкм; частинки менше 5 мкм не регламентуються. Для забезпечення чистоти робочої рідини в гідросистемах застосовують гідроочисники (фільтри).

Робочі рідини гідросистем мають здатність розчиняти гази, зокрема повітря. Об'єм газу $U_{\text{п}}$, що може бути розчинений в об'ємі рідини V , залежить від тиску p і визначається за формулою:

$$V_{\text{п}} = n_{\text{п}} V \left(\frac{p_0}{p} \right) \quad (2.1)$$

де p_0 – атмосферний тиск;

V – об'єм рідини;

p – тиск рідини;

$n_{\text{п}}$ – коефіцієнт розчинності повітря (газу), для робочих рідин:

$$n_{\text{п}} = 0,07 \dots 0,13.$$

Гази в рідині можна знайти також як газоподібні включення. Вони мають вигляд ізольованих бульбашок невеликих розмірів (до десятих часток міліметра), заповнених парогазовою сумішшю із повітря і пару робочої рідини, їхні розміри залежать від тиску робочої рідини і можуть швидко змінюватись. З цим пов'язане фізичне явище – кавітація, що наявна при роботі гідросистем. Загальні відомості про гідравлічний об'ємний привод

Під *кавітацією* розуміють процес порушення суцільності рідини, зумовлений локальним падінням (зміною) тиску. При цьому в зоні падіння тиску відбувається збільшення або виникнення нових газових бульбашок, з наступним їх руйнуванням (конденсацією) у зонах високого тиску. Це супроводжується місцевими гідравлічними ударами, що призводить до появи вібрацій, шуму,

значних втрат енергії, а також до ерозії проточної частини елементів гідропривода.

Кавітація звичайно є небажаним явищем. Вона порушує нормальний режим роботи гідросистеми, може вивести з ладу гідроагрегати, а також зменшує коефіцієнт корисної дії гідропривода.

Кавітація відбувається в насосах, золотникових гідропідсилювачах, клапанах, гідродроселях. Особливо часто кавітація спостерігається у вхідному трубопроводі насосів.

Фізичні процеси, що відбуваються при кавітації, надзвичайно складні. Кавітаційна порожнина формується за малий проміжок часу ($10^6 \dots 10^4$ с). На поверхні порожнини відбувається фазовий перехід з рідкого стану в газоподібний. При цьому навколо порожнини спостерігається складний напружений стан рідини, що змінює форму порожнини. В середині порожнини знаходиться газова суміш із пари робочої рідини і повітря. При руйнуванні порожнини наявна миттєва конденсація пари, і частинки рідини швидко рухаються в напрямі до центру порожнини. При цьому виникають швидкісні струмені рідини, а їх взаємодія з твердими стінками або між собою призводить до виникнення значних тисків (200 МПа і вище) і високих температур ($1000 \dots 1500$ °C).

Кавітаційні процеси різноманітні. Так, в зонах низького тиску, наприклад, за виступом на стінці труби, може існувати постійна кавітаційна порожнина (каверна) з пульсуючою поверхнею. Це явище має назву суперкавітації. При дії акустичних коливань в рідині може виникати так звана акустична кавітація. Аналогічне явище спостерігається при вібрації стінок трубопроводів (вібраційна кавітація). В турбулентних потоках рідини з інтенсивною завихренністю, де є швидке обертання невеликих об'ємів рідини, може бути так звана вихрова кавітація. Вона обумовлена падінням тиску в центрі вихора.

Згідно з сучасними уявленнями, явище кавітації має місце тоді, коли тиск у рідині зменшується до деякої межі – так званого тиску кавітації. Тиск кавітації залежить від тиску робочої рідини, а також від умов її руху в гідросистемі. Тиск

кавітації дещо перевищує тиск насиченої пари рідини, який для робочих рідин становить 400... 1400 Па (3...10 мм рт. ст.). Основним засобом запобігання кавітації є підвищення тиску в гідросистемі.

ТЕМА 3

ДИНАМІКА ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДА

Як зазначалося раніше, гідравлічним приводом називають систему агрегатів та машин, яка служить для передачі механічної енергії за допомогою рідини. У таких приводах застосовують гідронасоси та гідродвигуни, в яких енергія потоку рідини, виражена головним чином як енергія тиску рідини, потенційна [3]. Такі приводи називають *об'ємними*.

Структурна схема об'ємного привода (рис. 3.1) включає три складові:

- силову, куди входять приводний двигун та гідронасос, де механічна енергія електродвигуна перетворюється в потенційну енергію тиску робочої рідини;
- керуючу та регулюючу, куди входять апарати та пристрої регулювання параметрів потоку рідини (тиску, витрати або подачі рідини) та швидкості руху гідродвигуна;
- робочу, куди входять гідродвигун (зворотно-поступальної, обертальної чи поворотної дії) та робочий орган.

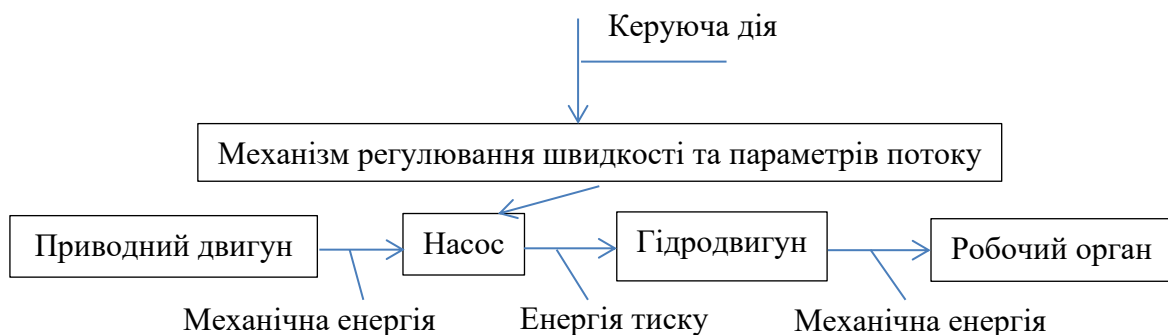


Рис. 3.1. Блок-схема об'ємного гідропривода

Гідравлічні приводи широко використовуються для переміщення робочих органів металорізальних верстатів, пресів, роботів-маніпуляторів та інших технологічних машин і, зокрема, тих, де здійснюється зворотно-поступальний рух робочих органів, особливо у тих випадках, коли необхідно одержати значні зусилля на робочих органах машин при малих габаритних розмірах привода, а також забезпечити високу плавність переміщення та експлуатаційну надійність.

Використання гідравлічних приводів є доцільним і тоді, коли необхідно забезпечити безступінчасте регулювання швидкості руху робочого органу, високу частоту реверсування й автоматичне керування.

Привод (рис. 3.2) складається з гідронасоса 1, що забезпечує безперервну подачу робочої рідини в систему, напірного (переливного) гідроклапана 2, що забезпечує необхідний робочий тиск у системі і запобігає її перевантаженню, регулятора швидкості робочого органу – дроселя 3, гідророзподільника 4, гідроциліндра 5, поршня 6 і штока, з'єднаних з робочим органом 7, а також гідроклапана 3, що створює певний тиск на лінії зливу і забезпечує плавність переміщення робочого органу.

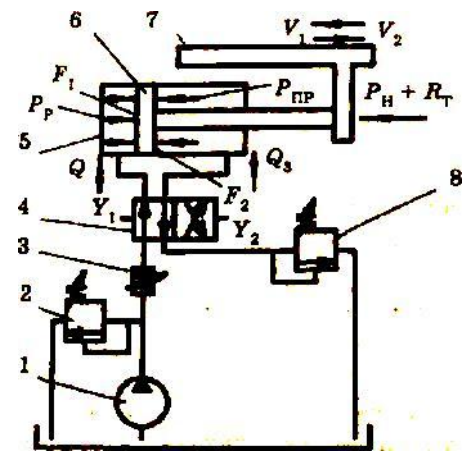


Рис. 3.2. Принципова схема гідравлічного привода

Принцип роботи привода. Робоча рідина від насоса 1, приведенного в рух електродвигуном (на схемі не зображено), під тиском, створюваним напірним гідроклапаном 2, через дросель 3 і гідророзподільник 4 потрапляє до лівої (поршневої) порожнини гідроциліндра. Під дією тиску масла в цій порожнині поршень 6 і пов'язаний з ним за допомогою штока робочий орган 7 переміщується праворуч зі швидкістю. При цьому робоча рідина з правої (штокової) порожнини гідроциліндра через гідророзподільник 4 і гідроклапан 3 витискується у бак. У кінці ходу робочого органу подається керуючий сигнал Y_1 на гідророзподільник 4, який спричиняє переключення золотника гідророзподільника. При цьому робоча рідина потрапляє під тиском від насоса 1 через дросель 3 і гідророзподільник 4 до правої (штокової) порожнини гідроциліндра, а ліва (поршнева) порожнина через гідророзподільник 4 і гідроклапан 8 з'єднується з баком. Відбувається реверс робочого органу. Поршень зі штоком і робочим органом переміщується ліворуч зі швидкістю Q . У кінці ходу робочого органу ліворуч керуючий сигнал Y_2 подається на гідророзподільник 4. При цьому знову з'єднується поршнева порожнина гідроциліндра з нагнітальною, а штокова – зі зливною гідролінією системи, і

робочий орган одержує переміщення праворуч зі швидкістю Q . Таким чином, під дією тиску робочої рідини, що подається насосом в одну з порожнин гідроциліндра, його поршень, шток і пов'язаний з ними робочий орган рухаються в той чи інший бік із відповідною швидкістю. Від подачі робочої рідини насосом в порожнину гідроциліндра залежатиме швидкість руху поршня і робочого органу. Залежності, що зв'язують швидкість руху поршня, його ефективну площу та подачу робочої рідини насосом у ліву (поршневу) та праву (штокову) порожнини циліндра будуть відповідно:

$$Q = F_1 \vartheta_1 \text{ та } Q = F_2 \vartheta_2 \quad (3.1)$$

де ϑ_1 та ϑ_2 – швидкість руху поршня праворуч та ліворуч;

F_1 та F_2 – ефективні площі поршня;

Q – подача насосом робочої рідини в порожнини гідроциліндра.

Звідси швидкості руху поршня будуть:

$$\vartheta_1 = \frac{Q}{F_1}; \vartheta_2 = \frac{Q}{F_2}, \quad (3.2)$$

Співвідношення між цими швидкостями:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{F_2}{F_1}. \quad (3.3)$$

Тобто швидкості руху поршня оберненопропорційні ефективним площам. Якщо $F_1 = F_2$ (циліндр з двостороннім штоком), то і швидкості руху $\vartheta_1 = \vartheta_2$. При подачі робочої рідини під тиском p_p в ліву порожнину циліндра сила, що діє на поршень буде:

$$P_1 = p_p F_1. \quad (3.4)$$

Цій силі протидіють сили тертя R_T та сила корисного навантаження P_H , а також сила протитиску в штоковій порожнині циліндра $p_{\text{ПР}} = F_2$, що виникає при русі поршня внаслідок гідравлічного опору зливної гідролінії. Тоді рівноваги сил, що діють на поршень (баланс сил), визначиться залежністю:

$$p_p F_1 = p_{\text{ПР}} F_2 + P_H + R_T, \quad (3.5)$$

де p_p – тиск у робочій порожнині циліндра;

$p_{\text{ПР}}$ – тиск у неробочій порожнині;

F_1, F_2 – відповідно ефективні площі поршня з боку поршневої та штокової

порожнини циліндра.

Ця залежність є рівнянням статистики силового циліндра. Рівняння дійсне для усталеного режиму руху і не враховує інерційних сил.

Із рівняння (3.5) можна знайти величину необхідного тиску в робочій порожнині гідроциліндра, потрібного для переміщення робочого органу:

$$p_p = \frac{1}{F_1} (p_{\text{ПР}} F_2 + P_H + R_T) \quad (3.6)$$

Отже, для визначення величини необхідного тиску в робочій порожнині циліндра потрібно попередньо визначити величину корисного навантаження P_H , сили тертя R_T та величину протитиску в неробочій порожнині циліндра, залежного від гідравлічного опору зливної гідролінії.

Такий попередній розрахунок необхідний для визначення характеристик гідроапаратури та гідронасоса при проектуванні гідравлічних систем для технологічного обладнання.

Особливості динаміки гідравлічного поршневого привода. При роботі гідравлічних систем автоматичного керування істотного значення набуває динаміка гідравлічного привода, яка визначає у багатьох випадках працездатність системи і можливість її використання для розв'язання тих чи інших технологічних завдань.

Для динамічного аналізу роботи гідравлічного привода складемо розрахункову схему (рис. 3.3).

Рівняння динаміки гідравлічного привода, яке описує рух поршня робочого органу як твердого тіла, можна отримати із рівняння статистики силового циліндра (3.5), врахувавши відповідно до принципу Даламбера інерційні сили:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = p_p F_1 - (p_{\text{ПР}} F_2 + R_T + P_H), \quad (3.7)$$

де m – приведена до поршня маса рухливих частин і робочої рідини;

$p_p, p_{\text{ПР}}$ – тиск у робочій порожнині гідроциліндра і порожнині зливу;

F_1, F_2 – ефективні площі поршня з боку робочої порожнини циліндра 1 порожнини зливу (див. рис. 3.3); x – переміщення поршня.

Розв'язання цього рівняння дає змогу визначити динамічні характеристики приводу – шлях, швидкість і прискорення робочого органу як функцію часу, швидкість, що встановилася, час розгону і гальмування та ін. Проте залежність (3.7) становить спрощену математичну модель, яка описує динаміку гідравлічного приводу. Вона передбачає сталість величин робочого тиску та протитиску в порожнинах циліндра під час руху поршня, сталість сил тертя і корисних навантажень, а також опору гідроліній системи. Цією залежністю можна користуватися для наближених розрахунків.

Залежність (3.7) дає позитивні результати при припущенні стаціонарності процесів, а також при розрахунку динаміки тихохідних приводів, у яких періоди розгону і гальмування (періоди несталого руху) малі стосовно всього часу руху робочого органу, і нехтування зміною гідравлічних параметрів приводу в ці періоди не викликає істотних похибок у розрахунках.

У реальних умовах при роботі гідравлічного приводу в багатьох випадках спостерігаються високі швидкості переміщення робочих органів, які, наприклад, у гідравлічних маніпуляторах досягають 1...1,2 м/с. Особливістю динаміки таких приводів є значне зменшення ділянки сталого руху, а в багатьох випадках – її повна відсутність. Інакше кажучи, високошвидкісний привід на значній ділянці шляху робочого органу працює в умовах несталого руху, коли сили тертя і корисного навантаження, величина тиску в робочій порожнині циліндра і протитиску в порожнині зливу, перепад тисків на гідророзподільнику і опір гідроліній змінюються в процесі руху робочого органу, а рух рідини в трубопроводах системи є нестаціонарним.

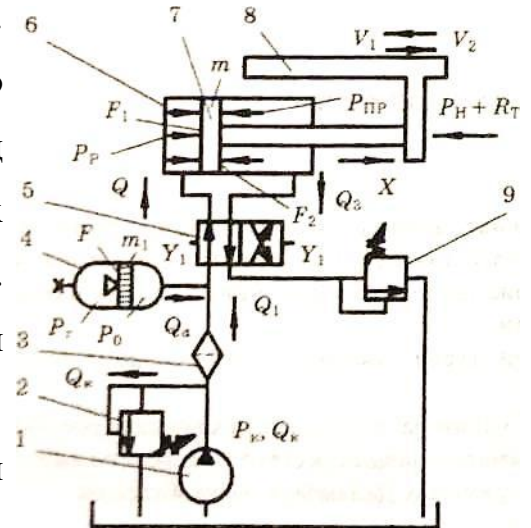


Рис. 3.3. Розрахункова схема гідравлічного приводу:

- 1 – гідронасос; 2 – переливний гідроклапан;
- 3 – фільтр;
- 4 – гідроаккумулятор;
- 5 – гідророзподільник;
- 6 – гідроциліндр;
- 7 – поршень;
- 8 – робочий орган;
- 9 – підпірний гідроклапан

Відомо, що величина протитиску в порожнині зливу залежить від опору зливної гідролінії, який є функцією швидкості руху робочої рідини трубопроводами, а відтак і функцією швидкості переміщення поршня. У періоди розгону і гальмування величина сили протитиску в порожнині зливу змінюється в широких межах залежно від швидкості руху, що суттєво впливає на динаміку приводу. Функцією швидкості є сили в'язкого тертя, а корисне навантаження змінюється у функції шляху чи функції часу в широкому діапазоні.

Змінною величиною, що залежить від співвідношення рушійних сил і сил опору (змінних у процесі переміщення робочого органу), а також від геометричних параметрів гідравлічного приводу і швидкості переміщення поршня, є величина перепаду тисків на гідророзподільниках, що визначає подачу рідини в робочу порожнину циліндра. Від цих же параметрів залежить і робочий тиск у гідравлічному циліндрі, а величина коефіцієнта витрати рідини визначається провідністю відповідних ділянок трубопроводів й апаратури кепування і залежить від режиму протікання рідини.

Аналітичне визначення цих залежностей, їх математичний опис є важливими задачами динамічного аналізу роботи гідравлічного приводу. При цьому аналізі роботи гідравлічного приводу виходять з рівнянь енергетичного балансу, що включають рівняння витрати рідини в робочі порожнини гідравлічного циліндра, рівняння руху поршня як твердого тіла і рівняння нерозривності потоку.

ТЕМА 4

РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ РУХУ РОБОЧОГО ОРГАНУ

Швидкість руху робочого органу машини (супорта, стола верстата, руки маніпулятора та ін.), який приводиться в рух гідравлічним приводом, визначається швидкістю переміщення поршня гідравлічного циліндра, пов'язаного з цим робочим органом, і залежить від подачі рідини у робочу порожнину циліндра та його ефективної площі [4].

Якщо знехтувати протіканнями у самому циліндрі, швидкість переміщення поршня можна визначити за відомою залежністю $v = \frac{Q}{F}$, де Q – подача рідини у робочу порожнину циліндра; F – ефективна площа його поршня.

Оскільки ефективна площа поршня для цієї конкретної конструкції є величиною сталою і в процесі роботи гідравлічного привода змінюватися не може, регулювання швидкості руху робочого органу може здійснюватися лише шляхом зміни подачі рідини в робочу порожнину гідроциліндра.

У практиці машинобудування відомі кілька способів регулювання швидкості: дросельне, машинне, ступінчасте та комбіноване. Дросельне, машинне та комбіноване регулювання дають змогу здійснювати безступінчасту зміну швидкості робочих органів у широких межах. Вибір того чи іншого способу регулювання здійснюється залежно від конкретних умов роботи гідравлічного привода. Найбільшого поширення у машинобудуванні набули машинний та дросельний способи регулювання.

Гідроприводи з машинним (об'ємним) регулюванням. Машинне регулювання швидкості руху робочого органу полягає в тому, що зміна подачі рідини, яка надходить у робочу порожнину гідроциліндра, здійснюється за рахунок зміни подачі регульованого насоса, який живить систему. Іншими словами, у системах з машинним (об'ємним) регулюванням швидкості встановлюються регульовані насоси, зі зміною подачі яких змінюється швидкість переміщення робочого органу.

Із принципової схеми гідравлічної системи машинного регулювання швидкості (рис. 4.1) видно, що від регульованого насоса 1 робоча рідина через гідророзподільник 3 подається у робочу порожнину циліндра, поршень 4 якого пов'язаний з робочим органом 5. Від перевантаження гідросистему захищає запобіжний гідроклапан 2, а підпір тиску на зливній гідролінії здійснюється гідроклапаном 6.

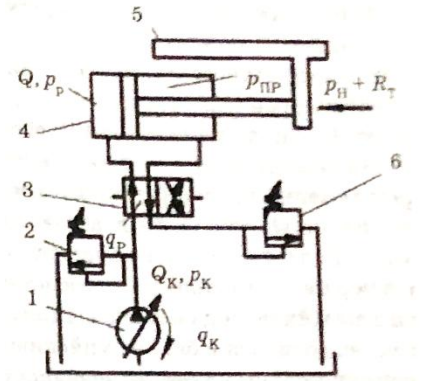


Рис. 4.1. Принципова схема гідропривода з машинним регулюванням

Залежно від типу регульованого насоса регулювання швидкості руху робочого органу (змінна подачі насоса) здійснюється або зміною величини ексцентриситету насоса, або зміною кута нахилу шайби.

Потрібно зазначити, що подача рідини в робочу порожнину циліндра визначається не тільки певною настройкою регульованого насоса, але й величинами витоків у самому насосі, гідроциліндрі та гідроапаратурі, а також перепадом тисків у напірній гідролінії.

Перепад тисків у напірній гідролінії є функцією сил опору руху та швидкості переміщення робочого органу. Величина витоків у системі q_v при закритому запобіжному гідроклапані може бути визначена як сума величин витоків у насосі q_n , у гідророзподільнику q_p , та в циліндрі $q_{ц}$:

$$q_v = q_n + q_p + q_{ц}, \quad (4.1)$$

а подача рідини в робочу порожнину циліндра, яка визначає швидкість переміщення поршня, може бути визначена залежністю:

$$Q = Q_T - q_v, \quad (4.2)$$

де Q_T – теоретична подача насоса.

Слід також зазначити, що величина витоків q_v практично не залежить від подачі насоса, а залежить від робочого тиску в системі p_p який, як зазначалося раніше, не є величиною сталою і визначається величиною сил опору руху. Цими ж силами визначається перепад тисків у напірній гідролінії $\Delta p = p_n - p_p$, від величини якого, залежить подача рідини в робочу порожнину циліндра.

Звідси маємо, що коливання навантаження на робочому органі призводять до суттєвих коливань швидкості його переміщення. Найістотніше це виявляється при малих швидкостях руху робочого органу, коли величина протікань буде близька до подачі рідини, яка надходить від насоса напірну гідролінію системи.

Машинний спосіб регулювання швидкості знайшов застосування в гідросистемах протяжних, шліфувальних, поздовжньо-стругальних, відрізних верстатів, термопластавтоматах та інших машинах. Цей вид регулювання набув особливо широкого використання для обертового руху, де використання регульованих насосів разом із регульованими гідродвигунами дає можливість здійснювати у широкому діапазоні процес регулювання частоти обертання вихідного валу гідродвигуна.

Гідроприводи з дросельним регулюванням. Суть дросельного регулювання швидкості полягає в тому, що кількість рідини, яка надходить в робочу порожнину гідроциліндра за одиницю часу або витікає з нього, регулюється спеціальними пристроями – гідродроселями, або регуляторами витрати, які включаються в гідросистему.

На відміну від систем машинного регулювання, в системах дросельного регулювання подача рідини в систему насосом Q_n завжди постійна і більша від подачі Q , яка необхідна для одержання заданої швидкості руху, тобто $Q_n > vF$, де v – задана швидкість руху робочого органу, F – ефективна площа поршня. При цьому в гідросистемах встановлюються нерегульовані насоси з постійною подачею, а надлишкова рідина, яка подається у систему насосом, відводиться в бак, не здійснивши ніякої корисної роботи. При дросельному способі регулювання швидкості можливі два принципово різних включення дроселя в систему – послідовне з гідродвигуном і паралельне ньому.

Послідовне включення дроселя в систему може бути здійснене за двома схемами: з дроселем «на вході» в гідродвигун та «на виході» з нього (рис. 4.2).

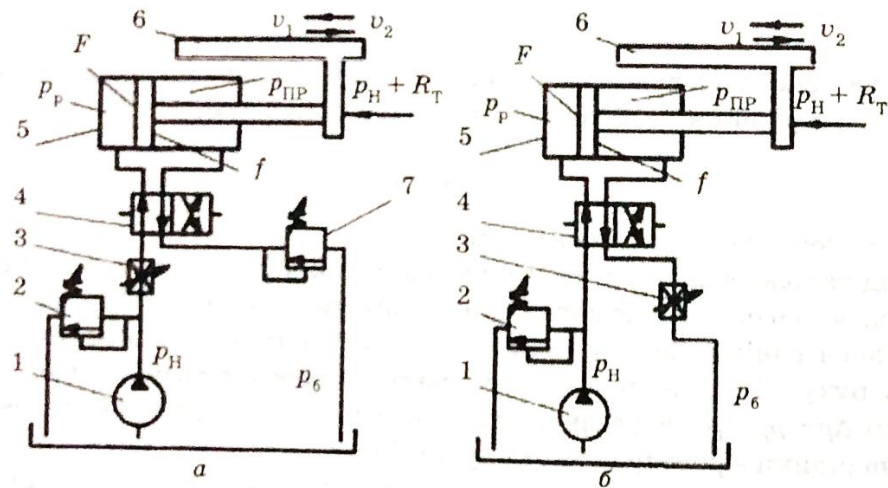


Рис. 4.2. Принципові схеми гідроприводів із дросельним регулюванням при включенні дроселя послідовно до гідродвигуна: а – з дроселем «на вході»; б – з дроселем «на виході»

У схемі регулювання з дроселем «на вході» (рис. 4,2а) дросель 3, що регулює кількість рідини, яка надходить до гідроциліндра 5, встановлено на напірній гідролінії між насосом 1 та розподільником 4. Чим більш відкритий дросель (чим більший його прохідний переріз), тим більше при тому ж перепаді тиску буде надходити рідини у робочу порожнину циліндра 5 і тим вищою буде швидкість переміщення робочого органу 6. Таким чином, регулюючи величину прохідного перерізу дроселя, можна довільно змінювати швидкість переміщення робочого органу. Надлишок рідини, яка нагнітається насосом 1 з постійною подачею в систему, відводиться в бак через переливний гідроклапан 2. Під час роботи насоса переливний гідроклапан 2 весь час відкритий, що дає змогу відвести з баку надлишок рідини. Водночас він же виконує й запобіжні функції, бо максимальний тиск в системі визначається його настройкою. На зливній гідролінії в цій системі встановлюється підпірний клапан 7, який в неробочій порожнині циліндра створює підпір, що дорівнює $P_{\text{пп}} = 0,2 \dots 0,3$ МПа та забезпечує стабілізацію сил тертя і необхідну плавність руху.

Проаналізуємо роботу цієї схеми і з'ясуємо, чи забезпечується рівномірна швидкість переміщення робочого органу при постійному налагодженні дроселя та змінних навантаженнях.

При режимі руху гідродвигуна, що встановився, баланс сил, які діють на поршень силового циліндра, у спрощеному вигляді може бути записаний так (див. рис. 4.2):

$$p_p F = p_{\text{пр}} f + P_H + P_T \quad (4.3)$$

де p_p і $p_{\text{пр}}$ тиск у робочій порожнині циліндра і протитиск у порожнині зливу;
 F, f – ефективні площі поршня з боку поршневої та штокової порожнини;
 P_H і P_T – корисне навантаження і сили тертя.

Звідси

$$p_p = \frac{1}{F} (p_{\text{пр}} f + P_H + P_T) \quad (4.4)$$

Якщо навантаження на робочий орган не постійне ($P_H \neq \text{const}$), то й тиск у робочій порожнині циліндра $p_p \neq \text{const}$. Отже, перепад тисків в нагнітальній гідролінії $\Delta p = p_{\text{н}} - p_p \neq \text{const}$, а отже, і подача рідини, яка надходить в робочу порожнину циліндра від насоса $Q = \varphi(\Delta p) \neq \text{const}$. Оскільки швидкість переміщення робочого органу визначається подачею рідини Q , величина швидкості при цих умовах є змінною: $v = \varphi(Q) \neq \text{const}$.

Проведений аналіз роботи системи дросельного регулювання з дроселем «на вході» показує, що при постійному налагодженні дроселя та змінному навантаженні на робочий орган ця система не забезпечує постійної швидкості його руху.

Із залежності (4.4) маємо: зі збільшенням навантаження P_H зростає величина тиску в робочій порожнині циліндра p_p , а отже зменшується перепад тисків Δp у напірній гідролінії і зменшується швидкість переміщення робочого органу. Цього ж висновку можна дійти, аналізуючи випадок неусталеного руху, користуючись наведеними раніше залежностями.

У схемі регулювання з дроселем «на виході» (рис. 4.2б) дросель 3 встановлено на зливній гідролінії. Він регулює кількість рідини, яка витискується зі штокової порожнини циліндра 5 у бак при переміщенні поршня рідиною, що надходить від насоса 1 через розподільник 4 у робочу порожнину циліндра.

Регулювання швидкості руху робочого органу тут відбувається за рахунок регулювання швидкості витоку робочої рідини дроселем 3, встановленим на зливній гідролінії. Чим більше перекритий дросель (чим менша площа його прохідного перерізу), тим більший опір дросель створює витоку рідини зі штокової порожнини циліндра і тим менша швидкість руху поршня.

Як і в попередній схемі, надлишок рідини тут відводиться в бак через переливний клапан 2. Ця система також не забезпечує постійної швидкості руху робочого органу 6 при постійній настройці дроселя та змінному навантаженні. У цьому легко переконатися, проаналізувавши роботу цієї системи.

ТЕМА 5

ПРИНЦИПОВІ ГІДРОСХЕМИ ДЛЯ ЗДІЙСНЕННЯ РІЗНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЦИКЛІВ

Значна частина машин і технологічного обладнання у машинобудуванні та інших галузях промисловості працює за замкнутим технологічним циклом. До таких машин належать металорізальні верстати та автоматичні лінії, значна частина обладнання хімічних та металургійних виробництв, машини і апарати харчової та легкої промисловості, преси різного призначення, автоматичні маніпулятори, промислові роботи [5].

Для великосерійного і масового виробництва такі машини звичайно виготовляються у різних варіантах – автомати і автоматизовані комплекси з жорстко заданою програмою роботи. Для серійного і дрібносерійного виробництва необхідним є створення гнучких автоматизованих комплексів, що дають змогу здійснювати швидке переналагодження обладнання на різні технологічні цикли.

Незалежно від складності машини або автоматичної лінії і кількості робочих органів, що беруть участь у технологічному процесі, загальний цикл роботи усіх механізмів та вузлів автоматично працюючої машини або автоматичної лінії може бути розділений на елементарні цикли роботи окремих механізмів та вузлів цільового призначення. Ці цикли складаються з таких елементів: вихідне положення (ВП), швидке підведення (ШП), повільне підведення (ПП), робоча подача (РП), реверс (Рв), швидке відведення (ШВ) та ін. Залежно від призначення та технологічної необхідності елементарні цикли можуть включати одну або декілька робочих подач (РП1, РП2), зупинку з витримкою за часом (ЗВ), зупинку у вихідному положенні (Стоп), гальмування (Г), та інші елементи.

Найбільшого поширення серед металорізальних верстатів і автоматичних ліній набули елементарні цикли, зображені на рис. 5.1.

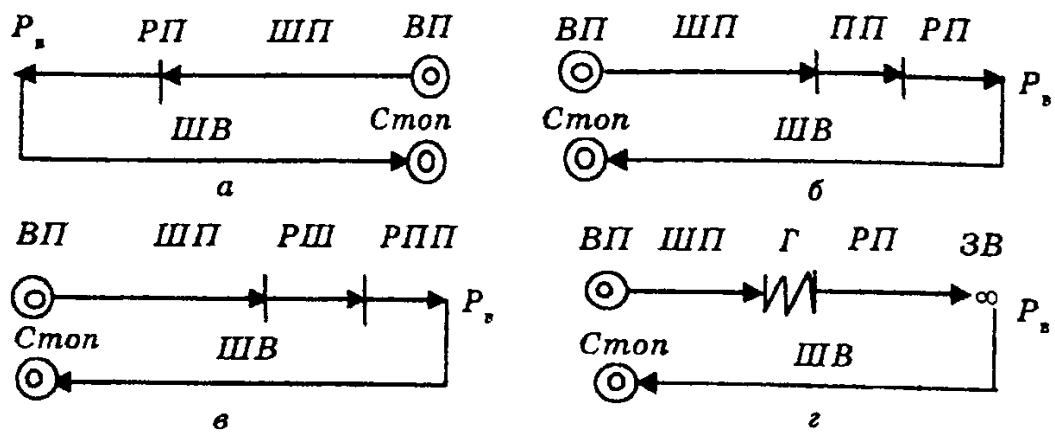


Рис. 5.1. Елементарні технологічні цикли

Одним із найпростіших циклів (рис. 5.1а) є елементарний цикл робочого органу, який включає швидке підведення, робочу подачу, реверс, швидке відведення та зупинку у вихідному положенні.

Цикл (рис. 5.1б), крім зазначених елементів, має повільне підведення перед робочою подачею, а цикл (рис 5.1в) – дві робочі подачі. У циклі (рис. 5.1г), крім елементів простішого циклу, є гальмування після швидкого підводу і зупинка з витримкою перед реверсом. Усі ці цикли досить просто здійснюються за допомогою засобів гідроавтоматики.

Розглянемо гідросхеми для здійснення зазначених циклів роботи.

Принципові схеми для здійснення простішого циклу ВП-ШП-РП-Р_в-ШВ-стоп зображені на рис. 5.2. Схема (рис. 5.2а) включає насос 1, напірний гідроклапан 2, дросель 3, двопозиційні гідророзподільники 4 і 7, керовані електромагнітами Е1 і Е2, гідродвигун 5, зв'язаний з робочим органом 6.

У вихідному положенні електромагніти Е1, Е2 вимкнені, золотники розподільників займають положення, вказані на схемі, обидві порожнини циліндра з'єднані зі зливною гідролінією, а насос через обидва розподільники розвантажується в бак. Для того, щоб отримати швидкий підвід, вмикаються електромагніти Е1 і Е2, золотники розподільників 4 і 7 переключаються, стискаючи пружини. Золотник розподільника 4 займає крайнє ліве, а золотник розподільника 7 – крайнє праве положення.

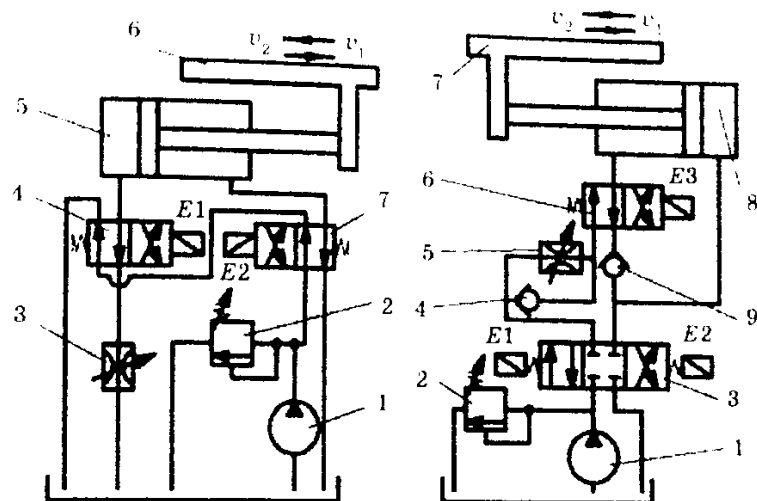


Рис. 5.2. Принципові схеми для здійснення технологічного циклу з однією робочою подачею

При цьому насос через напірну гідролінію сполучається зі штоковою порожниною циліндра, а поршнева порожнина через розподільники 4 і 7 – з баком. Для переходу на робочу подачу вмикається електромагніт E1, і золотник розподільника 4 під дією пружини знову займе вихідне (крайнє праве) положення, а золотник розподільника 7 (електромагніт E2 увімкнений) залишається у тому ж (правому) положенні. При цьому до поршневої порожнини циліндра підключається дросель 3, яким і настраюється величина робочої подачі. Для здійснення реверса й швидкого відведення вмикається електромагніт E1 і вмикається E2. Золотники розподільників 4 і 7 займуть крайнє ліве положення. При цьому поршнева порожнина циліндра 5 через розподільники 7 і 4 з'єднується із насосом 1, штокова порожнина через розподільник 7 – з баком. У кінці ходу робочого органа вмикається електромагніт E1, обидва золотники розподільників 4 і 7 займуть положення, яке показано на схемі, і робочий орган зупиняється у вихідному положенні. Керування циклом здійснюється автоматично за допомогою кінцевих вимикачів, що керують електромагнітами E1 і E2 (на схемі не показані).

Цей же цикл можна виконати за схемою з диференційним підключенням циліндра (рис, 5.2б). Схема має насос 1, переливний клапан 2, трипозиційний розподільник із закритим центром 3, яким керують електромагніти E1 і E2,

зворотні гідроклапани 4 і 9, дросель 5, двопозиційний розподільник 6, яким керує магніт ЕЗ, гідродвигун 8, з'єднаний з робочим органом 7.

У вихідному положенні усі електромагніти вимкнені, золотник розподільника 3 знаходиться у середньому положенні, робоча рідина, що надходить в систему від насоса, відводиться в бак через переливний клапан 2. Щоб отримати швидкий підвід робочого органу, вмикається електромагніт Е2. При цьому рідина від насоса надходить у напірну гідролінію і поршневу порожнину циліндра, поршень переміщується вліво, а рідина, що витискається поршнем зі штокової порожнини, через розподільник 6 і клапан 9 надходить у напірну гідролінію і направляється у поршкову порожнину циліндра, приєднуючись до потоку рідини, яка надходить від насоса. Для переходу на робочу подачу при увімкненому електромагніті Е2 додатково вмикають електромагніт ЕЗ. При цьому штокова порожнина циліндра сполучається з баком через дросель 5, яким і регулюється швидкість робочого ходу.

Для здійснення реверсу й швидкого відведення в кінці ходу робочого органу при ввімкненому електромагніті ЕЗ вимикають електромагніт Е2 й вмикають електромагніт Е1. При цьому золотник розподільника 3 займає крайнє праве положення, штокова порожнина циліндра через розподільник 3, зворотний клапан 4 і розподільник 6 сполучається з насосом 1, а поршнева порожнина через розподільник 3 – з баком. У кінці ходу робочого органу вимикаються електромагніти Е1 і ЕЗ, золотник розподільника 6 займає крайнє праве, а розподільник 3 – нейтральне положення. Робочий орган зупиняється у вихідному положенні. Як і в попередній схемі, керування електромагнітами здійснюється автоматично.

Для здійснення більш складного циклу з двома автоматичними переключеннями швидкості (рис. 5.1б, в) у процесі руху робочого органу може бути рекомендована схема, що зображена на рис. 5.3.

Схема має насос 1, розподільники 2, 3 та 10, якими керують електромагніти E1, E2, E3 і E4, золотниковий клапаном 4, гідродвигун 5, зв'язаний з робочим органом 6, гідроочисник 7, дроселі 8 і 9, запобіжний гідроклапан 11.

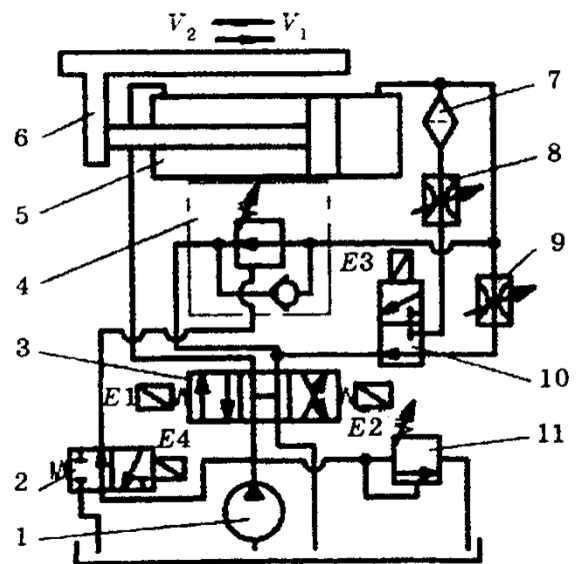


Рис. 5.3. Принципова схема для здійснення технологічного циклу з двома робочими подачами

У вихідному положенні усі електромагніти знеструмлені, насос 1 розвантажено через трипозиційний розподільник 3 з відкритим центром. Щоб одержати швидкий підвід, вмикається електромагніт E2. Золотник розподільника 3 переміщується у крайнє ліве положення, і робоча рідина через розподільник 3 від насоса 2 надходить у штокову порожнину циліндра. Із поршневої порожнини рідина через золотник 4 і розподільник 3, минаючи дроселі, витискується в бак.

Для одержання першої робочої подачі у відповідний момент часу додатково вмикається електромагніт E4, що керує золотником двопозиційного розподільника 2, який, в свою чергу, керує золотником гідроапарата 4. При надходженні команди на золотник гідроапарата 4, він переміщується відносно корпусу, стискаючи пружину, і гідролінія, яка сполучала поршкову порожнину циліндра з баком, перекривається. При цьому робоча рідина, що витискується з поршневої порожнини циліндра 5, надходить у бак тільки через дросель 9, розподільники 10 і 3. Дроселем 9 і налагоджується величина 1-ї робочої подачі (або повільного підводу, якщо система здійснює цикл, зображений на рис. 5.1б).

Для одержання 2-ї робочої подачі додатково до ввімкнених раніше електромагнітів E2 і E4 вмикається електромагніт E3, що управляє золотником двопозиційного розподільника 10. Переключення золотника розподільника 10

призводить до того, що зливна гідролінія, яка проходила з поршневої порожнини циліндра через дросель 9 і розподільник 10, переривається, але відкривається зливна гідролінія через гідроочисник 7, дросель 8, розподільники 10 та 3. Дроселем 8 налагоджується величина 2-ї робочої подачі. Для швидкого відведення робочого органу по закінченні робочої подачі електромагніти E4, E2 і E3 вимикаються, натомість вмикається електромагніт E1. Золотник розподільника 3 займає крайнє праве положення, рідина від насоса 1 через розподільник 3 і зворотний клапан гідроапарата 4 надходить у поршкову порожнину циліндра, а штокова порожнина циліндра через розподільник 3 сполучається з баком. Для зупинки поршня у кінці ходу вимикається електромагніт E1, золотник розподільника займає нейтральне положення, насос 1 і система розвантажуються від тиску завдяки тому, що розподільник 3 виконано з відкритим центром.

Аналогічно, використовуючи нормалізовану апаратуру, можна реалізувати найрізноманітніші технологічні цикли.

Так, для виконання циклу (рис. 5.1г) можна використати схеми, зображені на рис. 5.1 з включенням у них гальмувальних золотникових гідроапаратів і гідроклапанів витримки часу для здійснення гальмування при переході зі швидкого підводу на робочу подачу й одержання витримки у кінці ходу перед реверсом робочого органу. Як і у розглянутих схемах, керування найскладнішими циклами може здійснюватися автоматично з подачею командних сигналів від електричних перемикачів, розміщених на шляху руху робочого органу.

ТЕМА 6

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄМНИХ ГІДРОМАШИН

У системах гідроавтоматики та гідропривода металорізальних верстатів широко застосовуються гідравлічні насоси та гідродвигуни об'ємної дії. Ці пристрої називаються об'ємними гідромашинами. *Об'ємна гідромашина* – енергетична машина, призначена для перетворення механічної енергії на потенціальну енергію стисненої рідини (або навпаки) у процесі поперемінного заповнення рідиною робочих камер і витіснення її з цих камер [6].

Об'ємні гідромашини за своїм призначенням поділяються на об'ємні насоси, гідродвигуни та насоси-мотори. *Насосом* називають пристрій, який перетворює механічну енергію обертання на гідравлічну енергію течії робочої рідини. *Гідродвигун* (гідромотор, гідроциліндр)—це гідромашина для перетворення механічної енергії потоку рідини на механічну енергію вихідної ланки. *Насос-мотор* може працювати як у режимі об'ємного насоса, так і в режимі гідродвигуна.

В об'ємних насосах та гідродвигунах переміщення робочої рідини відбувається за рахунок витіснення її з робочих камер за допомогою витискувачів, зроблених у вигляді поршнів, пластин тощо. Робоча камера – це обмежений робочими поверхнями деталей простір об'ємної гідромашини, який періодично змінює свій об'єм і поперемінно з'єднується з місцями входу та виходу робочої рідини. При цьому входом об'ємного насоса буде всмоктувальна гідролінія, а виходом – нагнітальна (напірна), в якій робоча рідина завжди знаходиться під тиском, більшим за атмосферний. Для гідродвигуна вхідною гідролінією буде нагнітальна, а вихідною – зливна.

Гідродвигуни за характером руху вихідної ланки поділяють на три групи: гідроциліндри зі зворотно-поступальним рухом штока або плунжера, поворотні гідродвигуни з обмеженим зворотно-поворотним рухом вала та гідромотори з необмеженим обертальним рухом вала. Гідромотори мають низку переваг порівняно з електродвигунами. За такої самої потужності вони мають у 4-5 разів

меншу масу, ніж електродвигуни, а об'єм гідромоторів у середньому в 6 разів менший за об'єм, який займає електродвигун. За найбільшої частоти обертання до 50 с^{-1} (3000 об/хв) найменше значення стабільної частоти обертання становить $0,33 \dots 0,5 \text{ с}^{-1}$ (20...30 об/хв), а для гідромоторів слідкуючих гідроприводів – $0,016 \dots 0,06 \text{ с}^{-1}$ (1...4 об/хв) і менше. Крутний момент можна регулювати змінюванням перепаду тисків на вході і виході гідромотора, а частоту обертання змінюванням витрати робочої рідини, що проходить через гідромотор.

Об'ємні гідромашини за характером руху робочих органів бувають двох типів – роторні і безроторні. У роторній гідромашині робочі органи здійснюють простий або складний обертальний рух, у безроторній – тільки зворотно-поступальний, тому що робочі камери в них нерухомі. У роторних гідромашинах витіснення рідини здійснюється з камер, які виконують обертальний рух, завдяки чому відбувається перенесення робочої рідини зі входу на вихід гідромашини.

Відповідно до форми робочих органів розрізняють: зубчасті, гвинтові, шиберні та поршневі об'ємні гідромашини. Робочі камери поршневих гідромашин утворені робочими поверхнями поршнів та циліндрів. У радіально-поршневих гідромашинах вісь обертання ротора перпендикулярна осям робочих органів (поршнів) або утворює з ними кут, більший 45° . Осі поршнів аксіально-поршневої гідромашини паралельні осі обертання ротора (блока циліндрів) або утворюють з ним кут, менший 45° . Аксіально-поршневі гідромашини бувають з нахиленим диском і нахиленим блоком циліндрів. В аксіально-поршневій гідромашині з нахиленим диском осі ротора і вала гідромашини розташовані на одній лінії, а головки поршнів контактують з торцевою поверхнею диска, нахиленого до цієї осі в гідромашині з нахиленим блоком осі ротора і вала перетинаються під гострим кутом.

Шибєрною (пластинчастою) називають роторну або безроторну гідромашину, в якій робочі органи у вигляді шибєрів (пластин) здійснюють зворотно-поступальний або зворотно-поворотний рух. Робочі камери цих машин утворюються робочими поверхнями ротора, статора, двох суміжних шибєрів та

бокових кришок. Робочі органи (шибери) виконуються у вигляді пластин або шиберів фігурного профілю.

До класу роторно-обертальних гідромашин, в яких робочі органи здійснюють тільки обертальний рух, належать зубчасті та гвинтові машини. В зубчастій гідромашині робоча рідина пореміщується в напрямку, перпендикулярному до осі обертання робочих органів (шестерень), а у гвинтовій – уздовж осі обертання робочих органів. Зубчасту гідромашину називають шестеренною, якщо її робочими органами є шестерні, а робоча камера утворена робочими поверхнями шестерень, корпусу та бокових кришок.

За можливістю змінювання робочого об'єму гідромашини поділяються на регульовані, тобто зі змінюваним робочим об'ємом, і нерегульовані, які мають сталий робочий об'єм. Регульовані насоси забезпечують зміну в заданих межах подачі рідини Q , а гідромотори – зміну частоти обертання n вихідного вала.

Реверсивним вважається гідромотор, вал якого під час роботи може обертатись як у прямому, так і в протилежному напрямку. Реверсивність насосів передбачає зміну напрямку течії робочої рідини на протилежний. Реверсивні насоси використовують у насосних гідроприводах із замкненим потоком, в яких робоча рідина з виходу об'ємного гідродвигуна повертається безпосередньо на вхід насоса.

У верстатобудуванні найбільшого поширення набувають гідроприводи з розімкненим потоком, в яких робоча рідина після об'ємного гідродвигуна надходить у гідробак. У таких гідроприводах застосовують неререверсивні (з погляду зміни напрямку течії рідини) насоси, конструктивні особливості яких пов'язані з процесами всмоктування та нагнітання. Тому для зменшення опору течії рідини у всмоктувальній гідролінії та запобігання кавітації розмір отвору на вході в насос вибирається з урахуванням допустимої швидкості течії рідини в лінії всмоктування ($U_{вс} \leq 1,2 \text{ м/с}$). Розмір отвору на виході насоса вибирається меншим від вхідного і узгоджується з діаметром трубопроводу, розрахованого згідно з допустимою швидкістю течії рідини в нагнітальній лінії, яка вибирається

в межах 3...10 м/с залежно від необхідного робочого тиску рідини в гідросистемі.

Принцип дії об'ємного насоса розглянемо на прикладі однопоршневого насоса з клапанним розподіленням рідини та приводом від ексцентрика (рис. 6.1). Нагнітання рідини в об'ємному насосі здійснюється витісненням її з робочої камери під час зміни об'єму цієї камери. Обертання ексцентрика 1 навколо осі приводного вала двигуна примушує поршень 2, притиснутий до ексцентрика пружиною 4, здійснювати зворотно-поступальний рух. При повороті ексцентрика з початкового положення, зображеного на рисунку, поршень починає рухатись у корпусі 3 праворуч, об'єм робочої камери 9 збільшується, а тиск у ній зменшується. В робочій камері виникає вакуум. Під дією перепаду тисків, який визначається різницею між атмосферним тиском на поверхні робочої рідини в гідробаці та тиском у робочій камері, відкривається клапан 6. Рідина по всмоктувальній гідролінії 5 під дією атмосферного тиску надходить до робочої камери 9, заповнюючи її простір. Процес всмоктування буде відбуватись до повороту ексцентрика на кут 180° , коли поршень дійде до крайнього правого положення. В цей момент об'єм робочої камери досягає максимальної величини V_2 , тиск у камері перестає зменшуватись, а всмоктувальний клапан 6 закривається, відокремлюючи робочу камеру 9 від всмоктувальної гідролінії 5. Подальше обертання ексцентрика призводить до руху поршня в зворотному напрямку і до зменшення завдяки цьому об'єму робочої камери. Тиск у камері 9 збільшується, нагнітальний клапан 7 відкривається і рідина з робочої камери під тиском подається в нагнітальну гідролінію 8. Процес нагнітання здійснюватиметься до повороту ексцентрика на кут 360° . У цьому положенні поршень зупиняється, тиск в робочій камері та нагнітальній гідролінії вирівнюється, нагнітальний клапан 7 закривається. Робоча камера має в цей момент мінімальний об'єм V_1 і відокремлюється від гідролінії 8.

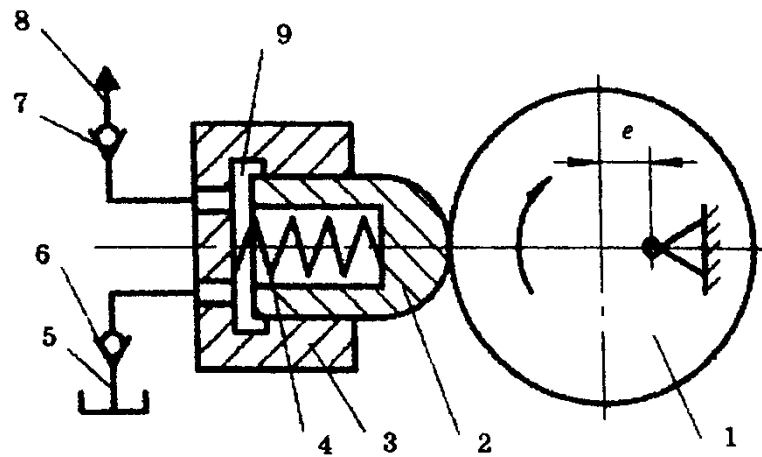


Рис. 6.1. Схема однопоршневого насоса

Отже, цикл роботи об'ємного однопоршневого насоса можна поділити на такі етапи:

1) створення розрідження в робочій камері за рахунок збільшення об'єму цієї камери та заповнення її рідиною зі всмоктувальної гідролінії під дією атмосферного тиску;

2) відокремлення всмоктувальної лінії від робочої камери при досягненні нею найбільшого об'єму V_2 ;

3) витіснення робочої рідини з камери 9 у нагнітальну гідролінію за рахунок зменшення об'єму цієї камери;

4) відокремлення нагнітальної лінії від робочої камери при досягненні нею мінімального об'єму V_1 .

Принцип дії об'ємного гідромотора можна показати на прикладі шиберної (пластинчастої) гідромашини (рис. 6.2). На нерухомій цапфі 9 з гарантованим зазором встановлено циліндричний ротор 4, який може обертатись навколо своєї осі. В роторі зроблені радіальні пази, в яких розміщені з гарантованим зазором пластини 2, 5, 8, 11. Ротор разом із пластинами встановлено

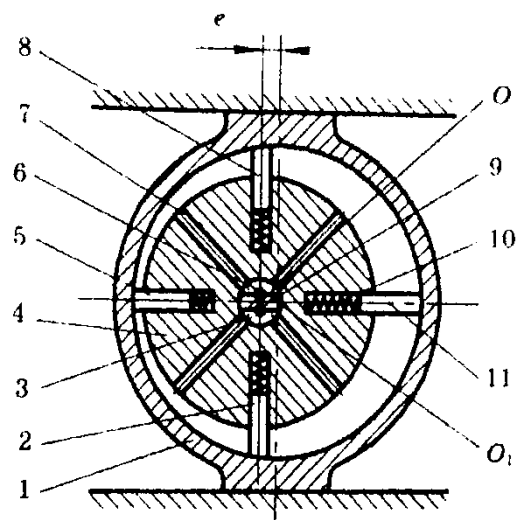


Рис. 6.2. Схема пластинчастого гідромотора з цапфовим розподіленням рідини

всередині статора 1. Вісь O ротора зміщена відносно осі O_1 статора на величину ексцентриситету e . Пластини притискаються пружинами 10 до внутрішньої поверхні статора. Гідромотор за наведеною схемою має чотири робочі камери, кожна з яких утворена циліндричними поверхнями ротора і статора, плоскими поверхнями суміжних пластин та торцевими поверхнями бокових дисків (на схемі не показані). Робочі камери з'єднуються з нагнітальною та зливною гідролініями за допомогою наскрізних радіальних отворів 7 у роторі, пазів 3, 6, які крізь осьові отвори, зроблені у цапфі, з'єднуються відповідно з нагнітальною та зливною гідролініями.

З нагнітальної гідролінії по пазу 6 цапфи 9 і радіальним отворам 7 ротора 4 робоча рідина подається до робочих камер, розташованих вище горизонтальної осі, яка проходить через точки O та O_1 гідромотора. Ексцентричність розташування ротора і статора зумовлює різницю відстаней від центра O ротора до поверхні статора і, таким чином, різну величину виходу пластин з ротора. Так, наприклад, пластина 8 висунута з ротора більше, ніж пластина 5. Тиск рідини на різні за розміром площини пластин створює відповідне зусилля, прикладене до цих пластин (на пластині 5 – мінімальне, а на пластині 11 – максимальне). Різниця сил прикладених до цих пластин створює крутний момент, який повертає ротор і жорстко зв'язаний з ним вал гідромотора за годинниковою стрілкою.

При повороті ротора робоча рідина витісняється з робочих камер, розташованих нижче горизонтальної осі, по радіальних отворах 7, пазу 3 і осьовому отвору цапфи 9 у зливну гідролінію. Розділення ліній високого і низького тиску здійснюється поверхнею перемички, яка залишилась на цапфі між пазами 3 і 6. У моменти досягнення робочими камерами максимального і мінімального об'ємів радіальні отвори 7 ротора 4 перекриваються перемичкою цапфи, тобто ці камери відокремлюються від нагнітальної та зливної гідроліній.

Цикл роботи об'ємного гідромотора можна поділити на такі етапи:

- 1) заповнення робочої камери рідиною під тиском із напірної гідролінії і створення, завдяки цьому, крутного моменту, під дією якого ротор повертається і збільшується об'єм робочої камери;
- 2) відокремлення напірної гідролінії від робочої камери при досягненні нею найбільшого об'єму;
- 3) витіснення рідини з робочої камери в зливну гідролінію при зменшенні об'єму цієї камери;
- 4) відокремлення зливної гідролінії від робочої камери при досягненні мінімального об'єму.

Цикл роботи насоса та гідромотора показує, що обов'язковими етапами роботи гідромашин є заповнення рідиною об'ємів робочих камер на вході, перенесення ними цих об'ємів рідини з витісненням на виході, а також відокремлення вхідних і вихідних гідромагістралей від робочих камер при досягненні ними максимального і мінімального об'ємів. Виходячи з циклу роботи гідромашин, їх основними характеристиками є потужність та механічний ККД. Крім того, насоси характеризуються подачею та ступенем її нерівномірності, коефіцієнтом подачі, об'ємним ККД, а гідромотори – витратою рідини, крутним моментом та гідромеханічним ККД.

ТЕМА 7

ШЕСТЕРЕННІ НАСОСИ І ГІДРОМОТОРИ

У металорізальних верстатах широкого застосування набувають шестеренні насоси із зовнішнім зачепленням і прямими зубцями. Їх використовують на номінальний тиск до 16 МПа і подачу до 0,033 м³/с (200 дм³/хв). Такі насоси мають об'ємний ККД до 0,9 і повний ККД 0,6...0,8, конструктивно прості, надійні в роботі. Відсутність зворотно-поступального руху деталей робочих органів усуває обмеження на частоту обертання приводного вала внаслідок інерційних сил, однак пульсація і шум в цих машинах більші, ніж у пластинчастих і поршневих. Шестеренні машини оборотні, тобто можуть працювати в режимі як насоса, так і гідромотора. На конструктивній схемі шестеренного насоса (рис. 7.1) ведуче 1 і ведене 3 зубчасті колеса розміщені в розточках корпусу 2, який має порожнини: всмоктування А і нагнітання Б. Робочі камери обмежені профілями западин зубців, поверхнями розточок корпусу і бокових кришок. При обертанні шестерень 1 і 3 у напрямку, показаному стрілками, зубці шестерень виходять із зачеплення в порожнині А і в ній утворюється вакуум, тому що об'єм порожнини збільшується. Під дією перепаду тисків в гідропаці та в порожнині А рідина з бака надходить до цієї порожнини і заповнює вивільнений простір. Шестерні при обертанні переносять рідину, що заповнила западини між зубцями, з порожнини А в порожнину Б. Зубці входять у зчеплення, зменшуючи об'єм порожнини Б, робоча рідина витісняється із западин і надходить до нагнітальної гідролінії. Рідина, що знаходиться в западинах шестерень, не повністю витісняється в порожнину нагнітання. Частина її через радіальні зазори між поверхнею розточки в корпусі і вершинами зубців шестерень та по торцевих зазорах (між торцями шестерень і бокових кришок) перетікає в порожнину всмоктування, а інша частина залишається в западинах між зубцями в зоні зачеплення шестерень. Внаслідок того, що зачеплення зубців шестерень відбувається на довжині, більшій за крок між ними, в западинах утворюється замкнений об'єм (рис. 7.2а).

Якщо зуб, входячи при повороті шестерні в западину, щільно контактує зі спряженими поверхнями двох інших зубців, що утворюють цю западину, то в ній відбувається замкнення деякого об'єму рідини, позначеного на рис. 7.2а точковим штрихуванням. Оскільки замкнений об'єм при повороті шестерень спочатку зменшується, то в западині у разі належної герметизації спряжених поверхонь створюється великий тиск, дія якого може призвести до пошкодження насоса. Замкнений об'єм досягає найменшого значення в положенні, коли геометричний центр замкнутої площі збігається з осовою лінією. При подальшому повороті шестерень об'єм западин збільшується, але ще не з'єднується з порожниною А (рис. 7.1). Тиск у замкнутому об'ємі різко падає, що може викликати кавітаційні явища рідини в цій зоні. Для зменшення шкідливого впливу замкнутої в западинах шестерень рідини передбачають спеціальні пази *К*, виконані на торцях бокових кришок (рис. 7.2б), або радіальні непересічні канали в западинах шестерень, які забезпечують рівність тисків у діаметрально протилежних западинах шестерень. Відстань між пазами повинна бути такою, щоб вони не сполучались через западину між зубцями.

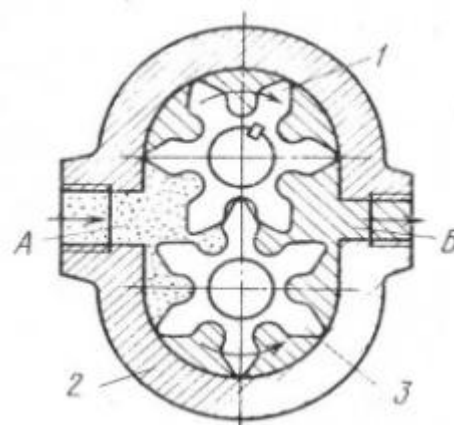


Рис. 7.1. Конструктивна схема шестеренного гідронасоса

Для розвантаження опор шестерень від сил тиску рідини використовують схеми гідравлічного розвантаження. З цією метою діаметрально протилежні камери з'єднують каналами відповідно з порожнинами нагнітання і всмоктування (рис. 7.3а), значно зменшуючи величину результуючих сил тиску. Більш досконалим є розвантаження за допомогою

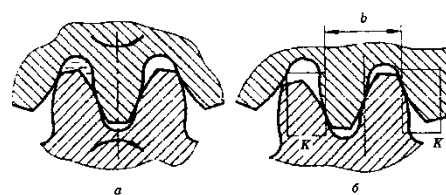


Рис. 7.2. Схеми утворення замкнутого об'єму в шестеренному насосі

радіальних непересічних каналів, які сполучають кожну пару діаметрально розташованих западин шестерні (рис. 7.3б).

Такий спосіб розвантаження сприяє усуненню шкідливого

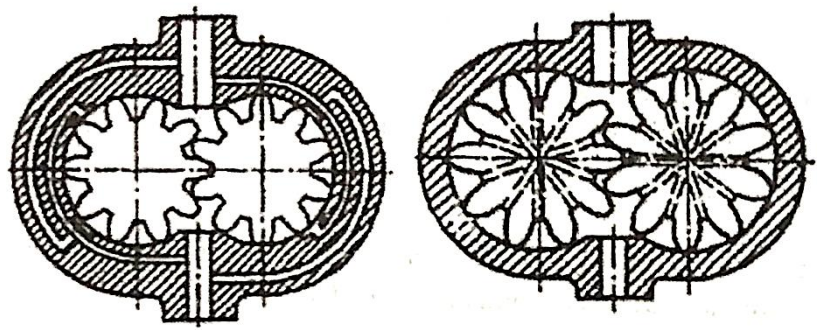


Рис. 7.3. Конструктивні схеми розвантаження опор шестеренного насоса

впливу замкненого об'єму на роботу насоса.

У шестеренних насосах основник шляхом перетікання рідини з порожнини *Б* у порожнину *А* (рис. 7.1) є торцеві зазори (-70% витоку). Зменшення їх можливе, але тільки до певної межі, що пов'язано з необхідністю високої точності виготовлення деталей. Крім того, зазори збільшуються внаслідок зносу поверхонь тертя насоса. Для зменшення витоку рідини в торцевих зазорах застосовують пристрої компенсації величини торцевих зазорів, які автоматично зменшують зазори при збільшенні тиску нагнітання. Шестеренний насос із системою автоматичної компенсації торцевих зазорів (рис. 7.4) складається із силумінового корпусу 1, в якому розміщені ведуча 8 і ведена 2 шестерні, виготовлені спільно з цапфами, які опираються на бронзові втулки: нерухомі 9, 10 і плаваючі 3, 7. Втулки є підшипниками для валів шестерень і виконують роль ущільнень торцевих поверхонь. Для зменшення витоку через торцеві зазори в насосі застосовується автоматична компенсація цих зазорів. Робоча рідина з порожнини нагнітання надходить до порожнини *Б*, яка утворена поверхнями плаваючих дисків 3, 7 і кришки 5, і притискує втулки до торців шестерень. Тиск рідини з боку шестерень у торцевому зазорі нерівномірний і поступово зменшується від порожнини нагнітання до порожнини всмоктування. Для усунення можливого перекосу втулок внаслідок нерівномірності навантаження в зонах нагнітання і всмоктування частина торцевої поверхні плаваючих втулок у зоні всмоктування ізольована від дії тиску нагнітання спеціальним гумовим ущільненням 11, за допомогою якого утворюється фігурна камера 12. Ця камера

з'єднуються отвором 13 з лінією всмоктування. Для усунення витoku рідини з порожнини *Б* встановлено ущільнення 4, а приводний вал ущільнюється манжетою 6.

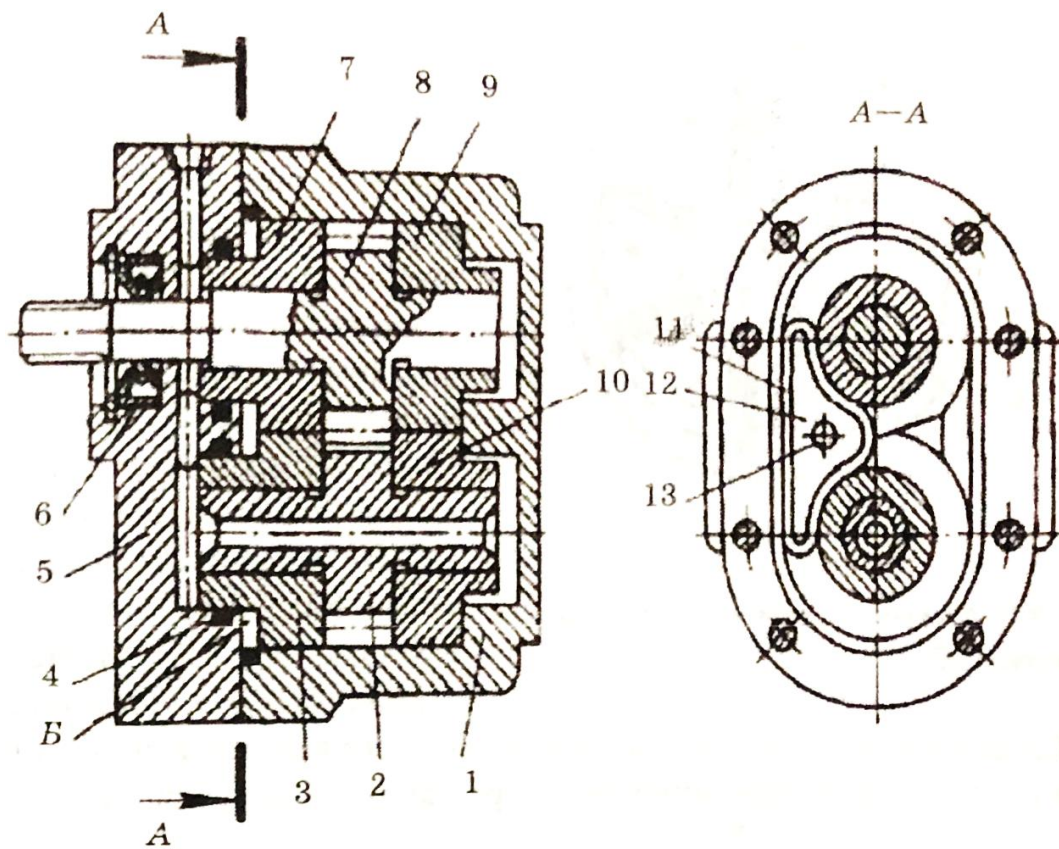


Рис. 7.4. Шестеренний насос з автоматичною компенсацією торцевих зазорів

ТЕМА 8

ПЛАСТИНЧАСТІ (ШИБЕРНІ) НАСОСИ І ГІДРОМОТОРИ

Пластинчасті гідромашини мають відносно просту конструкцію, вони досить надійні, довговічні і малошумні, завдяки чому широко використовують у гідроприводах металорізальних верстатів з помірним тиском (до 14 МПа). Насоси такого типу виготовляються на подачу рідини $(0,055 \dots 8,3) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ і мають об'ємний ККД $\eta - 0,7 \dots 0,95$, а загальний (повний) ККД $\eta - 0,5 \dots 0,85$. За кількістю циклів роботи за один оберт вала розрізняють гідромашини однократної та багатократної дії. Гідромашини однократної дії виготовляються як регульованими, так і нерегульованими. У пластинчастих гідромашинах однократної дії з торцевим розподіленням рідини (рис. 8.1) при обертанні ротора 4 радіально розміщені пластини 3 під дією відцентрової сили притискаються до внутрішньої поверхні статора 1. Вісь якого зміщена відносно осі ротора на величину ексцентриситету e . Оскільки геометрична вісь внутрішньої поверхні статора ексцентрична відносно осі ротора, об'єм робочої камери, обмежений двома суміжними пластинами, поверхнями ротора і статора та боковими кришками (на схемі не показано), змінюється при обертанні ротора. Обертання ротора в напрямку стрілки призводить до збільшення об'єму камери А і зниженню в ній тиску нижче атмосферного (виникнення вакууму). Під дією перепаду між атмосферним тиском та тиском у робочій камері остання наповнюється робочою рідиною з бака через всмоктувальну канавку 5. Зменшення об'єму камери Б супроводжується витісненням рідини в нагнітальну канавку 2 насоса. Всмоктувальними та нагнітальними канавками є серпоподібні пази, виконані в бокових кришках насоса. Для

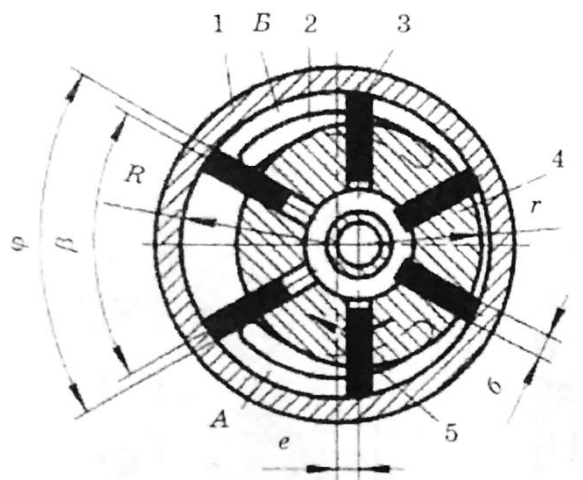


Рис. 8.1. Схема пластинчастого насоса однократної дії

відокремлення зони нагнітання від зони всмоктування серпоподібні пази розділяються перемичками, які розташовані всередині кута φ , величина чина якого $\varphi \geq \beta$, де $\varphi \geq \beta = \frac{2\pi}{z}$ кут між пластинами, z – кількість пластин. Подача насоса може регулюватися зміною ексцентриситету e [8].

У насосах двократної дії (рис. 8.2) пластини 2 вільно переміщуються в пазах ротора 1 і в момент пуску насоса дією відцентрової сили притискуються до внутрішньої поверхні статора 3. У подальшому їх контакт з напрямною поверхнею статора забезпечується сумарною віссю відцентрової сили та сили тиску рідини, що подається під торці пластин через кільцеву канавку 4 із нагнітальної гідролінії. Процеси всмоктування та нагнітання відбуваються в робочих камерах насоса, які утворені двома суміжними пластинами та відповідними поверхнями ротора, статора 1 торцевих дисків.

Внутрішня (напрямна) поверхня статора є замкненою кривою, яка складається з чотирьох перевальних ділянок (кути φ), виконаних по дугах кіл з радіусами R_1 і R_2 , та чотирьох перехідних ділянок (кути ψ), на яких робочі камери з'єднуються з всмоктувальною та нагнітальною гідролініями. За один оберт ротора кожна камера двічі здійснює всмоктування і нагнітання робочої рідини. Таким чином, насос двократної дії має дві порожнини всмоктування і дві – нагнітання, які з'єднані в одну всмоктувальну і одну нагнітальну

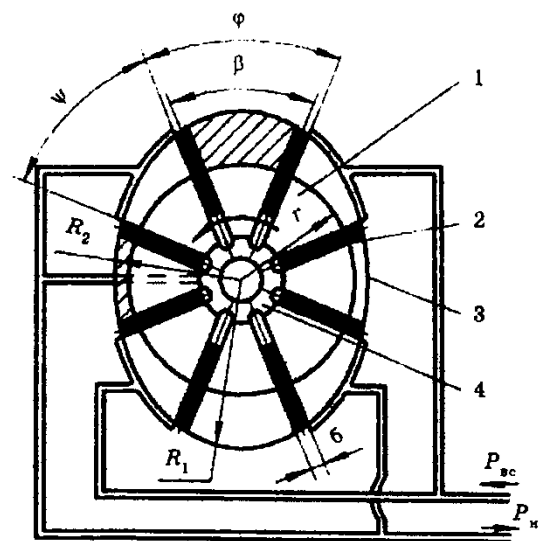


Рис. 8.2. Схема пластинчатого насоса двократної дії

гідролінії каналами в корпусі насоса. Для відокремлення всмоктувальних та нагнітальних порожнин $\varphi \geq \beta = \frac{2\pi}{z}$ де β кут між пластинами, z – їх кількість, Діаметрально протилежне розташування порожнин нагнітання дає змогу урівноважити сили тиску робочої рідини на ротор насоса і розвантажити його

опори. Для повного урівноваження сил тиску вибирають парну кількість пластин.

При обертанні ротора 1 у зазначеному на рисунку напрямку об'єм робочих камер на перехідних ділянках змінюється, а самі камери по черзі з'єднуються з лініями всмоктування та нагнітання. Профіль перехідних кривих повинен забезпечувати плавний безударний рух пластин, тому зазвичай його виконують по кривій постійного прискорення.

Пластинчастий насос однократної дії з регулюванням подачі в функції тиску (рис. 8.3) складається з ротора 1 з пластинами 4, статора 2, зовнішнього кільця 5, переднього 14 та заднього 24 розподільних дисків, встановлених у корпус 7, що з'єднаний гвинтами з кришкою 15. Статор розміщено між нерухомою 11 та рухомою 6 плоскими опорами, шийки ротора спираються на підшипники ковзання, розташовані в розподільних дисках. Крутний момент на ротор через шліцьове з'єднання передається з приводного вала 17, встановленого на шарикопідшипниках 16, 23. У передньому диску є серпоподібні пази 13, 18, зроблені таким чином, що забезпечують постійне з'єднання робочих камер під час збільшення їх об'ємів з лінією всмоктування, а під час зменшення – з лінією нагнітання. Притиск пластин до статора з силою, пропорційною тиску у всмоктувальній або нагнітальній лініях, здійснюється підведенням рідини під торці пластин через пази 12, 19, які сполучаються каналами з відповідними гідролініями. Задній диск 24, виконаний плаваючим, має сполучену з напірною гідролінією кільцеву порожнину 20, обмежену шайбою 22 та гумовими кільцями 21. При обертанні ротора тиск нагнітання в кільцевій порожнині 20 створює осьову силу, яка стискає робочі елементи насоса. Пластини відцентровою силою і тиском масла притискаються до ексцентрично розташованої внутрішньої поверхні статора. Величина найбільшого ексцентриситету обмежується упором у гвинт 3, до якого статор притискається пружиною 9 регулятора тиску насоса. До механізму регулятора входять також штовхач 8 та регулювальний гвинт 10. Серпоподібні пази 13 і 18 виконані несиметрично відносно горизонтальної осі насоса (рис. 8.3б).

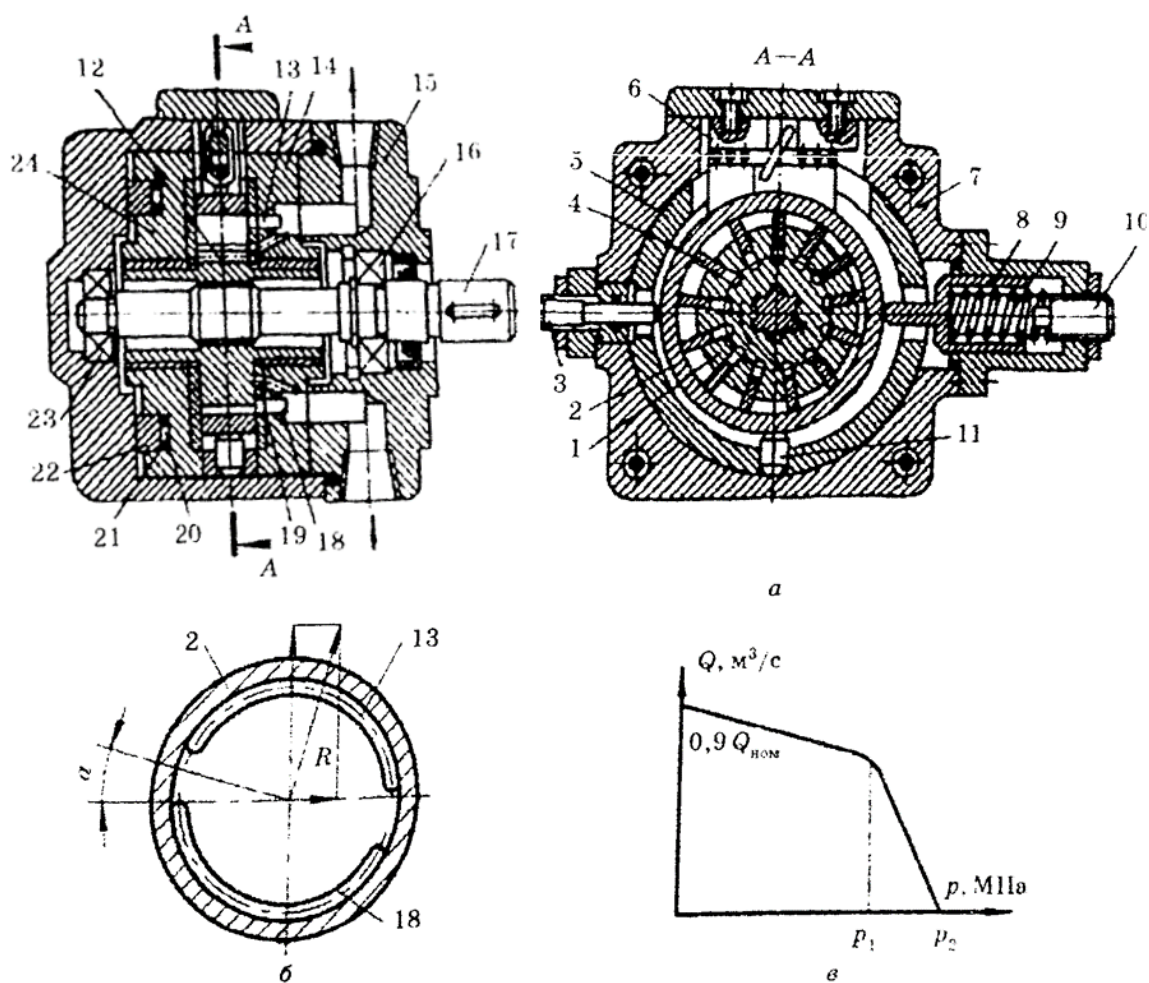


Рис. 8.3. Регульований пластинчастий насос однократної дії Г12-5М: а – конструкція; б – схема сил, що діють на статор; в – статична характеристика

Вони зміщені на деякий кут α в напрямку обертання ротора. Завдяки цьому сила тиску рідини, що діє на внутрішню поверхню статора з боку робочих камер, відхиляється від вертикалі і її можна представити складовими, одна з яких – R намагається зрушити статор у напрямку мінімальної подачі, праворуч, долаючи зусилля пружини 9 регулятора тиску і забезпечуючи автоматичне регулювання подачі в функції тиску.

Статична характеристика насоса (рис. 8.3в) показує, що при зростанні тиску подача насоса Q поступово зменшується у зв'язку зі зростанням внутрішнього витоку рідини. При досягненні величини тиску p_1 , зусилля R додає опір пружини 9 і при подальшому зростанні тиску подача насоса практично зменшується до нуля. Змінювання статичної характеристики насоса можна

здійснити за рахунок деформації пружини 9 регулювальним гвинтом 10 або регулюванням положення упора 3, який обмежує максимальний ексцентриситет.

У пластинчастому нерегульованому насосі дворазової дії (рис. 8.4) у розточках корпусу 2 і кришки 14 розміщені робочі елементи насоса: розподільні диски 1 і 12, статор 5, ротор 6, пластини 16. Диски разом зі статором притискаються до корпусу 2 попередньо трьома пружинами 11, а при роботі насоса – тиском масла з нагнітальної лінії 8, який діє на торець плаваючого диска 12. Від провертання відносно корпусу диски і статор утримуються штифтом 17. Ротор за допомогою шліців з'єднується з приводним валом 10, встановленим на шарикопідшипниках 3, 9.

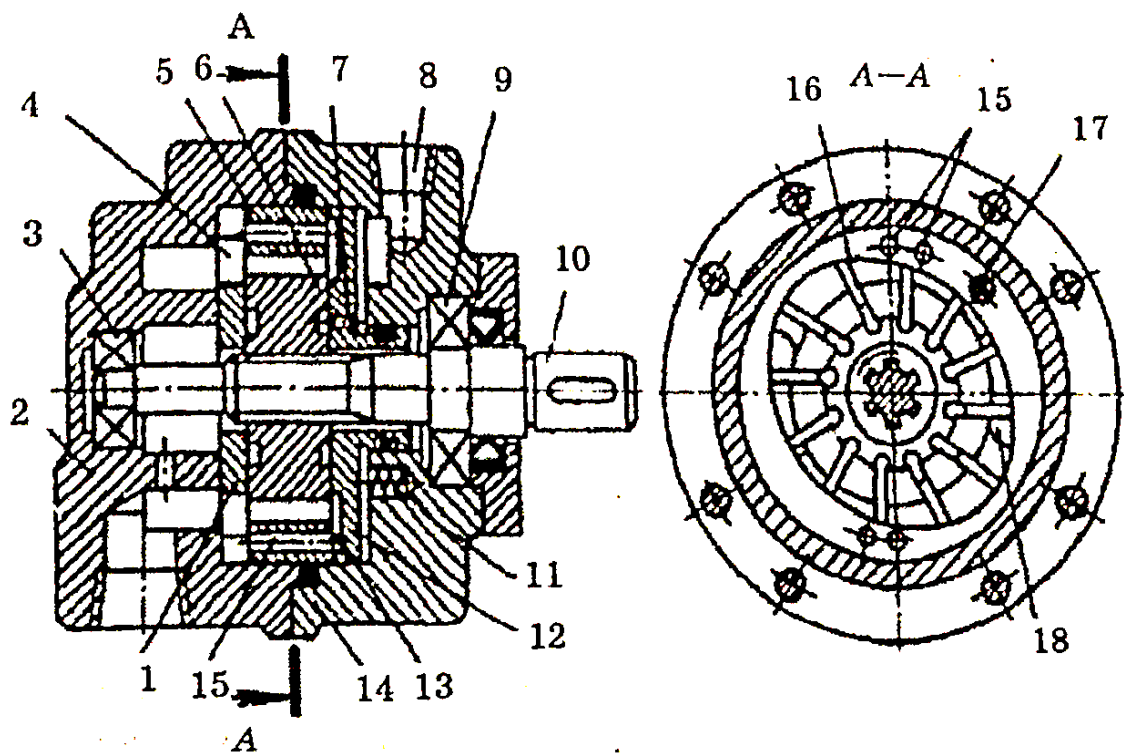


Рис. 8.4. Нерегульований пластинчастий насос двократної дії

При обертанні ротора 6 пластини 16, розташовані в його пазах, притискаються до статорного кільця 5 відцентровою силою і тиском рідини, яка з камери нагнітання підводиться під їхні торці через отвори 7. Внутрішня поверхня статора має форму овалу, і тому пластини здійснюють зворотно-поступальний рух у пазах ротора, забезпечуючи при цьому змінювання об'єму робочих камер. Два діаметрально розташованих всмоктувальних вікна

розподільного диска 1 для полегшення умов усмоктування сполучаються отворами 5 у статорі 6 з двома глухими пазами 13 плаваючого диска 12, в якому є також два вікна 18 для нагнітання. Вони виконані симетрично ось насоса і зміщені на 90° щодо вікон усмоктування.

Недоліком цих насосів є високі питомі тиски між прямою поверхнею статора і пластинами, які знаходяться в зоні всмоктування, що обмежує номінальний тиск в таких насосах до 6,3 МПа.

У насосах високого тиску, наприклад БГ12-2, що розвиває тиск до 12,5 МПа, у кожному пазу ротора встановлено по дві пластини, які мають скошені кромки на гранях, прилеглих до розподільних дисків і до статора. Внаслідок цього на торці пластин діє тиск нагнітання (на ділянках нагнітання) або всмоктування (на ділянках всмоктування), а самі пластини розвантажені вад сил тиску. До статора пластини притискуються тільки відцентровими силами.

ТЕМА 9

РАДІАЛЬНО-ПОРШНЕВІ ТА АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВІ НАСОСИ ТА ГІДРОМОТОРИ

Радіально-поршневі насоси поділяються за рухом робочих лавок на роторні й безроторні, а за способом передачі руху – на кривошипні та кулачкові. У машинобудуванні застосовуються роторні радіально-поршневі насоси, потужність яких може сягати 3000 кВт, а подача $0,13 \text{ м}^3/\text{с}$ ($8000 \text{ дм}^3/\text{хв}$) при максимальному тиску до 50 МПа. Радіально-поршневі насоси бувають одноразової і багаторазової дії. Робоча камера в них утворюється поверхнями циліндрів і торцями поршнів, осі яких розташовані перпендикулярно до осі блока циліндрів або утворюють з нею кут більше 45° [9].

На рис. 9.1 наведена принципова схема регульованого радіально-поршневого насоса. Він має корпус 1, у якому розміщений статор 2, що може зміщуватись відносно корпусу у напрямку, вказаному стрілкою. Насос має ротор 4, то обертається на осі, де розміщена розподільна цапфа 6. У роторі радіально розміщено поршні 8, сферичні головки яких взаємодіють із внутрішньою поверхнею статора.

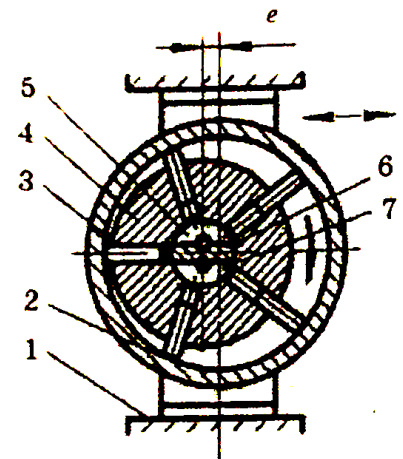


Рис. 9.1. Схема роторного радіально-поршневого насоса

Поршні до статора притискуються відцентровими силами, що виникають при обертанні ротора. У деяких конструкціях насосів поршні роторно-притискуються до статора пружинами або тиском рідини, що подається у зону всмоктування від допоміжного насоса низького тиску.

При обертанні ротора поршні за один оберт здійснюють зворотно-поступальне переміщення у напрямку радіуса. Величина цього переміщення визначається ексцентриситетом e між осями статора і ротора, який може змінюватись при переміщенні статора 2 відносно корпусу 1.

У радіальних насосах здебільшого застосовують цапфове розподілення рідини, яке здійснюється через пази 5 і 7 цапфи 6, з'єднані за допомогою осьових каналів відповідно із всмоктувальною і нагнітальною гідролініями. Поршні здійснюють зворотно-поступальний рух відносно ротора, який обертається в напрямку, вказаному стрілкою. У робочих камерах, які знаходяться вище горизонтальної осі насоса, поршні рухаються в напрямку від центра до периферії. Ці робочі камери через паз 5 сполучаються зі всмоктувальною гідролінією. Завдяки збільшенню об'єму робочих камер у них створюється розрідження і робоча рідина заповнює ці об'єми, здійснюючи процес всмоктування.

Робочі камери, розташовані нижче горизонтальної осі насоса, сполучені з каналом нагнітання 7. Поршні в цих камерах при обертанні ротора переміщуються в напрямку до центра ротора, витісняючи рідину з робочих камер у нагнітальну гідролінію. Робоча камера матиме мінімальний (ліворуч) або максимальний (праворуч) об'єми, коли поршень знаходиться навпроти перемички цапфи 6, яка, крім того, відокремлює цю камеру від всмоктувальної або нагнітальної гідролінії. Ширина перемички більша за отвір торці циліндра.

Для зменшення зносу при терті поршня по стінці циліндра і поліпшення умов замащення поршню надають поворотний рух відносно його осі. Для цього опорну поверхню статорного кільця виконують під кутом $\varphi = 15...20^\circ$ (рис. 9.2) або розташовують вісь циліндра під таким же кутом до площини обертання ротора. Точка контакту статорного кільця зі сферичною головкою поршня зміщена відносно його осі і завдяки цьому поршень під дією сил тертя буде обертатись у циліндрі. При такій установці поршнів опори ротора навантажуються, крім радіального, ще осьовим зусиллям. У насосах з

багаторядним розташуванням поршнів за рахунок симетричного встановлення статорних кілець дія осевого зусилля компенсується.

У радіально-поршневих гідромашинах з багаторядним розташуванням поршнів у кількох паралельних площинах збільшується

їх робочий об'єм, завдяки чому досягаються великі значення подачі

насоса або обертаючого моменту на валу гідромотора: Поршні в рядах розміщують з однаковим кутовим кроком $\beta = \frac{2\pi}{z}$, де z – кількість поршнів у ряду. Довжину поршня вибирають $L \geq 2(e + d)$, де d – діаметр поршня.

Робочий об'єм радіально-поршневого насоса визначається досить просто. За один оберт ротора поршень робить один подвійний хід і, отже, теоретично можна перекачати кількість рідини $\left(\frac{\pi d^2}{4}\right) h$, де h – хід поршня, h_{max} . Якщо насос має кілька поршнів, то його робочий об'єм становить:

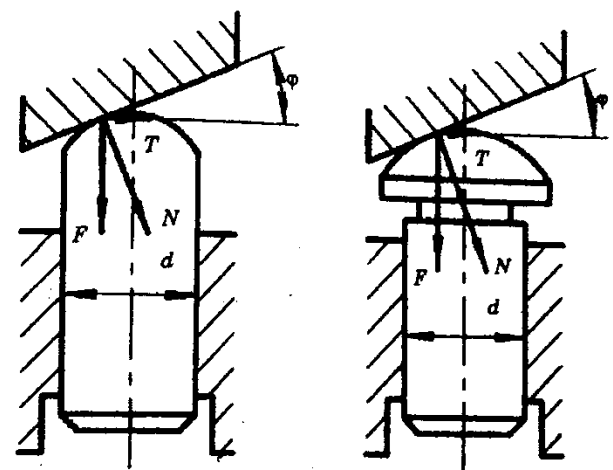


Рис. 9.2. Схема взаємодії плунжерів зі статорним кільцем

$$q = \left(\frac{\pi d^2}{4}\right) 2ez \quad (9.1)$$

де $2e$ – хід поршня;

d – діаметр поршня.

У безроторних радіально-поршневих насосах використовується клапанне або клапанно-щілинне розподілення рідини. Клапанне розподілення забезпечує високу герметичність. Насоси з таким розподіленням виготовляються на тиск до 100 МПа.

У насосі з клапанним розподіленням рідини (рис. 9.3а) кулачком ексцентриком 3 забезпечується зворотно-поступальний рух поршня 2, який притискається до нього пружиною або іншими засобами. Заповнення робочої камери насоса рідиною відбувається через всмоктувальний клапан 1. Під час руху вгору поршня 2 об'єм робочої камери збільшується, і через всмоктувальний

клапан 1 до неї надходить рідина. Зворотний рух поршня призводить до зменшення об'єму робочої камери. При цьому клапан 1 закривається, а через клапан 4, який відкривається, рідина витісняється в нагнітальну гідролінію. Такі насоси відзначаються високим об'ємним ККД, надійністю та довговічністю. В цих насосах відсутні компресія (збільшення тиску в камері вище тиску нагнітання) та гідравлічні удари. При переході поршня через крайні положення відповідні клапани закриваються, але з деяким запізненням через дію сил інерції. Запізнення при закритті нагнітального клапана на початку такту всмоктування призводить до повернення деякої частини рідини із нагнітальної гідролінії в робочу камеру. Запізнення при закритті всмоктувального клапана призводить до того, що рідина на початку такту нагнітання витісняється у всмоктувальну гідролінію замість нагнітальної. Запізнення зростає при збільшенні маси клапанів. Оскільки всмоктувальний отвір у насосах вибирається більшого розміру, ніж нагнітальний, і перепад тиску на всмоктувальному клапані невеликий, то його розміри і маса більші від нагнітального, як правило, обмежують частоту обертання вала насоса. Зменшення ходу клапана, збільшення жорсткості пружини та вибір мінімально можливої маси клапана забезпечують зменшення його запізнення при закритті. Збільшення частоти обертання може призвести до стуку клапанів, викликаного ударом при посадці їх на сідло.

Насос із клапанно-щілинним розподіленням (рис. 9.3б) має тільки нагнітальний клапан, а всмоктування рідини здійснюється через спеціальну щілину в стінці циліндра. При повороті кулачка 3 плунжер 1, притиснутий до нього пружиною 2, піднімається, об'єм робочої камери збільшується, а тиск в ній знижується (виникає вакуум). Після проходження поршнем краю кільцевої канавки 4 під дією перепаду тисків-атмосферного і в робочій камері, вона заповнюється рідиною зі всмоктувальної магістралі через відкриту кільцеву канавку 4. Процес всмоктування відбувається на ділянці ходу h , при переміщенні плунжера і вгору, і вниз. При подальшому русі плунжера вниз кільцева канавка 4 перекривається плунжером 1, тиск в робочій камері підвищується, відкривається нагнітальний клапан 5 і рідина під тиском надходить в

гідросистему. Повний хід плунжера 1 визначається ексцентриситетом кулачка ($h = 2e$), але робочий хід є лише часткою цього ходу. Витіснення відбувається (на шляху h_p) після того, як плунжер відокремлює робочу камеру від всмоктувальної магістралі.

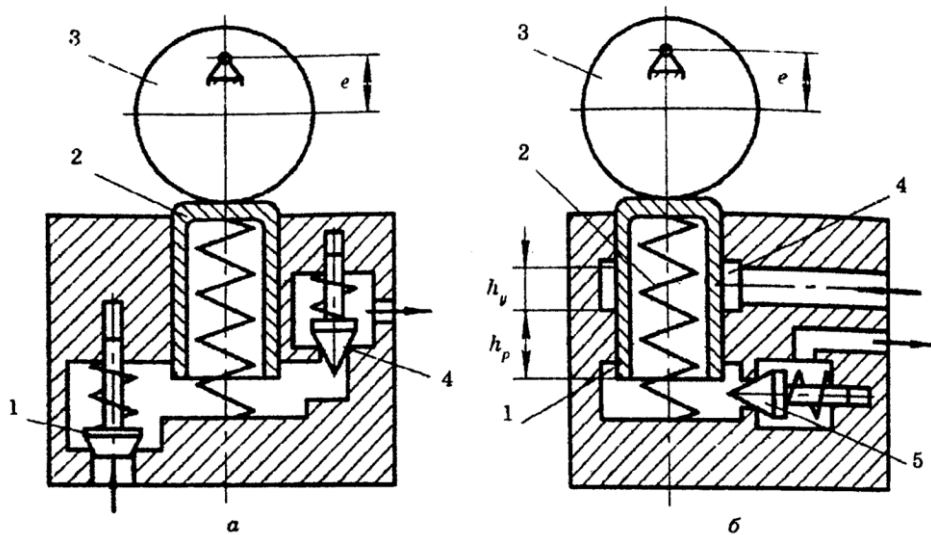


Рис. 9.3. Схеми безроторних радіально-поршневих насосів:
а – з клапанним, б – з клапанно-рідинним розподіленням рідини

Відсутність всмоктувального клапана дає змогу збільшити допустиму частоту обертання кулачка. Хід всмоктування вибирається залежно від частоти обертання і дорівнює $h_y = (0.2 \dots 0.3)h_p$. Оскільки робочий хід плунжера насоса з клапанно-щілинним розподіленням складає лише частку повного (геометричного) ходу, нерівномірність подачі буде вища, ніж у насосів, в яких робочий хід дорівнює геометричному ходу. Робочий об'єм насоса становить

$$q = \left(\frac{\pi d^2}{4}\right) h_p z. \quad (9.2)$$

Клапанно-щілинне розподілення забезпечує високу герметичність робочих камер.

Розглянемо деякі конструкції радіально-поршневих насосів. Конструкція радіально-поршневого насоса типу НП наведена на рис. 9.4. Ротор 11 із запресованою бронзовою втулкою 12 має чотири ряди радіально розташованих циліндричних отворів, в яких можуть вільно рухатись поршні 9. Ротор з

гарантованим зазором встановлено на розподільну цапфу 14, яка жорстко закріплена в корпусі насоса. Нагнітальна і всмоктувальна гідролінії через осьові отвори і пази розподільної втулки з'єднуються з робочими камерами насоса, які обмежені поверхнями циліндричних отворів ротора 11, зовнішньою поверхнею втулки 12 та торцями поршнів.

Обертання ротора здійснюється приводним валом 4, встановленим на два підшипники, один з яких розташований в кришці корпусу, а другий – в розточці цапфи 14. Для компенсації відхилень від співвісності при установці ротора і приводного вала вони з'єднуються муфтою з проміжним кільцем 7. У ньому знаходяться чотири ролики 8, двоє з них передають крутний момент від фланця 6, встановленого на шліцах приводного вала, на кільце 7, а двоє інших – від кільця до ротора. Поршні 9 спираються сферичними поверхнями на конічні поверхні статорних кілець 10. Запресованих у барабан 1. Завдяки цьому крім зворотно-поступального руху в циліндричних отворах ротора поршні здійснюють поворотний рух навколо своєї осі, зменшуючи зношування тертьової пари поршень-циліндр та поліпшуючи умови змащування.

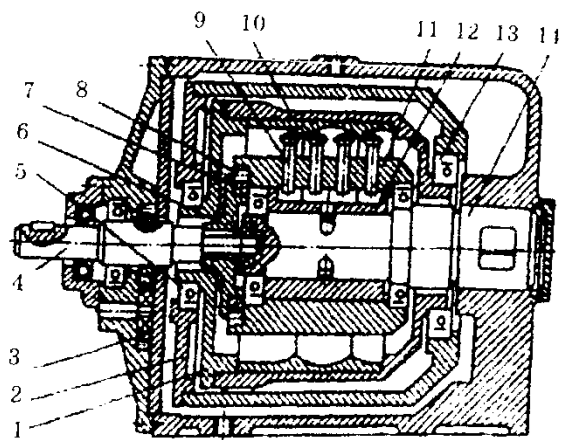


Рис. 9.4. Роторний радіально-поршневий насос НП

На приводному валу встановлена ведуча шестерня допоміжного шестеренного насоса 3, призначеного для живлення системи керування змінюванням подачі насоса, а також створення надлишкового тиску у всмоктувальній гідролінії для надійного притиску поршнів 9 до статорного кільця 10.

Регулювання подачі насоса здійснюється зміною ексцентриситету між осями ротора 11 і барабана 1, встановленого на підшипниках 5 і 13 у ковзному блоці 2, який може переміщатись в горизонтальній площині в напрямку, перпендикулярному до осі насоса.

Аксіально-поршневі гідромашини набули широкого застосування в гідроприводах верстатів, ковальсько-пресового обладнання, підйомно-транспортних машин, літальних апаратів і відзначаються значною кількістю різновидів конструктивних виконань: з нахиленим диском або блоком циліндрів, з карданною передачею та безкарданні з обертовим та нерухомим блоком циліндрів. Номінальний тиск насосів середньої потужності – 16... 20 МПа (рідше – до 32 МПа), подача – до 0,03 м³/с (1800 дм³/хв), частота обертання вала насоса – 16,6..33 с⁻¹ (1000.2000 об/хв), але в деяких випадках виготовляються насоси з максимальною частотою обертання до 333 с⁻¹ (20 000 об/хв). Потужність спеціальних насосів, наприклад, для прокатних станів, досягає 3000 кВт (подача до 0,15 м³/с). Аксіально-поршневі насоси і гідромотори надійні в роботі, компактні, мають високий ККД (об'ємний до 0,92..0,95, загальний – до 0,9), малу металомісткість та високу енергоємність. Регулювання подачі рідини здійснюється змінюванням кута у нахилу диска або блока циліндрів, причому максимальний кут γ_{max} приймають для насосів 20...25°, для гідромоторів – 25...30°. Для гідромашин із нахиленим диском характерним є менший кут нахилу.

Аксіально-поршневі гідромашини з обертовим блоком циліндрів мають, головним чином, торцеве розподілення, що значно зменшує як об'ємні затрати через зменшення витоку рідини в насосі, так і гідравлічні втрати за рахунок виконання всмоктувальних отворів більших розмірів, ніж у цапфовому розподільнику.

Розглянемо схеми та принципи дії основних типів аксіально-поршневих машин.

У гідромашині з нахиленим диском та точковим дотиком поршнів (рис. 9.5) нахилений диск 3 закріплено на осі 1, яка розташована в корпусі насоса нормально до площини рисунка. Нахилений диск встановлюється під кутом γ , який може змінюватись у межах 0... γ_{max} . На нахилений диск встановлено опорний підшипник 4, на обойму якого спираються поршні 5. При обертанні

блока циліндрів 6 поршні переміщуються аксіально (паралельно осі приводного вала 2) у блоці циліндрів, який через шпонку 1 з'єднується з приводним валом.

Попередній притиск поршнів до нахилоного диска здійснюється пружинами 7, розташованими в робочих камерах насоса. Ці пружини також забезпечують попередній притиск блока циліндрів до диска 9 торцевого розподілення рідини. Вузол торцевого розподілення рідини складається з нерухомого розподільного диска 9 з двома серпоподібними пазми 12 і 13, сполученими з гідролініями високого та низького тиску. Блок циліндрів контактує з розподільним диском торцевою поверхнею, в якій по осі кожного з циліндрів зроблені отвори 8. Задній кінець приводного вала 2 встановлюється на підшипнику 10 в нерухомий розподільний диск 9, а опорою переднього кінця вала є підшипники, встановлені в корпусі (на рисунку не показані). Робочі камери утворюються торцевими поверхнями поршнів 5, циліндричними і торцевими поверхнями отворів 8 блока 6.

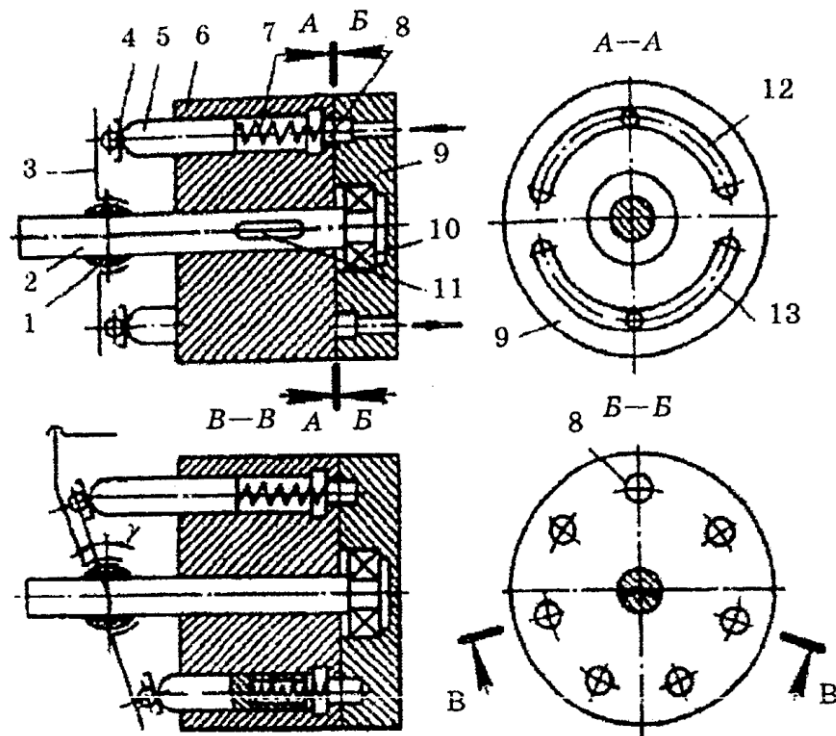


Рис. 9.5. Схема аксіально-поршневої гідромашини з нахиленим диском і точковим дотиком поршнів

У режимі насоса гідромашина працює таким чином. При обертанні вала 2 у напрямку годинникової стрілки через шпонку 11 надається рух блоку циліндрів 6. Поршні, обертаючись разом з блоком циліндрів і контактуючи своїми сферичними головками з нахиленим диском 3, здійснюють зворотно-поступальний рух відносно блока. Під час руху поршнів відносно блока, за схемою ліворуч, об'єми робочих камер збільшуються, завдяки чому поршні будуть всмоктувати рідину через осьові отвори 8 у блоці циліндрів 6 і серпоподібний паз 12 розподільного диска 9 зі всмоктувальної гідролінії. При зворотному русі поршнів робочі камери сполучаються через серпоподібний паз 13 з нагнітальною гідролінією, куди витісняється під тиском рідина. У момент переходу через горизонтальну вісь робочі камери мають мінімальний або максимальний об'єми, осьовий отвір 8 однієї з них знаходиться на перемичці між серпоподібними пазами 12 та 13. Завдяки чому ця робоча камера буде відокремлена від ліній нагнітання або всмоктування.

Блок циліндрів притискується до розподільного диска 9, а поршні 5 – до нахиленого диска 3 тиском рідини в робочих камерах, який діє на торцеві поверхні поршнів та циліндрів блока. Завдяки попередньому притиску поршнів до нахиленого диска пружинами 7 насос може працювати як самовсмоктувальний.

Розглянемо конструкції деяких аксіально-поршневих гідромашин. Аксіально-поршневий регульований насос з нахиленим диском та гідростатичними опорами головок поршнів (рис. 9.6), виконаний за схемою рис. 9.5, складається зі аксіально-поршневого агрегата та механізму керування з до поміжним пластинчастим насосом. У передньому корпусі 1 насоса в шарикопідшипнику 2 розміщено приводний вал 3, правий кінець якого через шліцеву втулку 4 спирається на

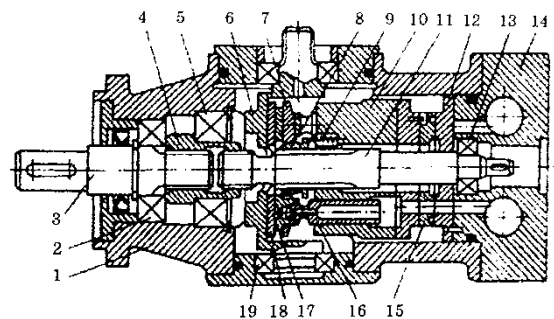


Рис. 9.6. Аксіально-поршневий регульований насос типу Г13 з нахиленим диском

підшипник 5. Приводний вал 3 передає обертання блоку циліндрів 10 через шліцеву втулку і проміжний вал 11, встановлений в підшипнику 13. В блоці циліндрів розташовані поршні 16 із наскрізними центральними отворами і сферичними головками із завальцьованими на них підп'ятниками 17, які за допомогою пружин 9, сферичної втулки 8 і натискного диска 7 притискуються до опорної поверхні шайба 18. Опорна шайба розташована на траверсі 6, яка може повертатися в шарикопідшипниках 19. Пружини 9 забезпечують також попередній притиск блока циліндрів через перехідний диск 15 до розподільного диска 12, закріпленого на задньому корпусі 14. На задній корпус 14, який з'єднується болтами з корпусом 1, встановлюється допоміжний пластинчастий насос. Обертання його валу передається від проміжного вала 11 через шпонкове з'єднання.

ТЕМА 10

ГІДРОДВИГУНИ ДЛЯ ПОСТУПАЛЬНОГО РУХУ

Гідродвигуни, які забезпечують зворотно-поступальний рух вихідної ланки, – поршня або штока – називають гідроциліндрами, а ті, що мають обмежений обертальний рух, – поворотними гідродвигунами [10].

Гідроциліндри та поворотні гідродвигуни застосовуються в механізмах подач верстатів (переміщення робочого органу або інструмента), в приводах роботів, допоміжних та транспортних пристроях, в механізмах затиску та фіксації заготовок, а також для механізації гірничодобувних робіт, в будівельно-дорожніх машинах, літальних апаратах.

Лінійні гідроциліндри. Залежно від конструктивного виконання гідроциліндри компонуються за різними схемами (рис. 10.1).

Плунжерні гідроциліндри (рис. 10.1а) мають плунжер 1, який переміщується під дією тиску робочої рідини, що подається в порожнину корпусу 2 гідроциліндра. Зворотний рух плунжера працює під дією зовнішнього пристрою чи гравітаційних сил.

Поршневі гідроциліндри мають поршень 5 і шток 3. Виконуються за схемою з одностороннім штоком (рис. 10.1б) та за схемою з двостороннім штоком (рис. 10.1в). У поршневих гідроциліндрах одnobічної дії як робоча використовується тільки одна з порожнин – поршнева 6 або штокова 4 для подачі в неї робочої рідини. Гідроциліндри одnobічної дії застосовуються в основному для затискних та фіксуючих пристроїв. Зворотний хід поршня в гідроциліндрі одnobічної дії, яків плунжерному гідроциліндрі, здійснюється пружинами, гравітаційними силами чи зовнішнім приводом. У поршневих гідроциліндрах двобічної дії рух поршня у двох напрямках здійснюється під дією тиску рідини.

Гідроциліндри, які мають кілька поршнів і штоків, змонтованих один в одному, називаються телескопічними. Телескопічні гідроциліндри допускають значне переміщення робочого органу при мінімальних габаритах гідроциліндра.

Телескопічні гідроциліндри можуть виконуватись як гідроциліндри однобічної (рис. 10.1г) та двобічної (рис. 10.1д) дії.

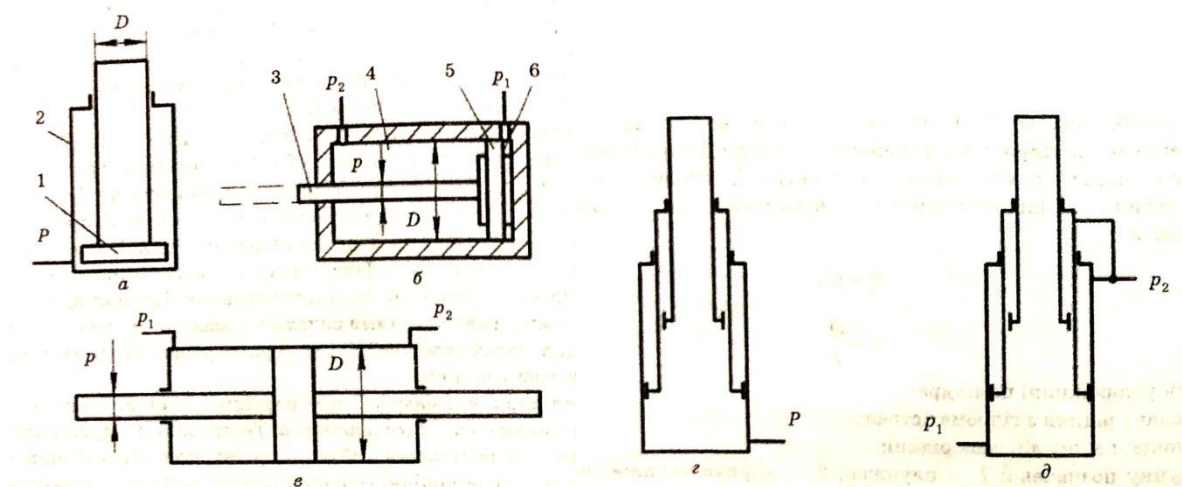


Рис. 10.1. Принципові схеми силових гідроциліндрів: а – плунжерного; б – з одностороннім; в – двостороннім штоками; г – телескопічний односторонньої дії; д – телескопічний двосторонньої дії

При розрахунках гідроциліндрів знаходять зусилля, яке розвиває гідроциліндр та швидкість руху поршня чи плунжера. Для гідроциліндрів однобічної дії зусилля та швидкість руху без врахування втрат визначаються залежностями:

$$P_1 = pf, \quad (10.1)$$

$$v_1 = \frac{Q}{f}, \quad (10.2)$$

де p – тиск у порожнині циліндра;

Q – подача рідини з гідромагістралі;

f – площа, на яку діє тиск рідини.

На рисунку позначено: 1 – плунжер; 2 – корпус плунжерного гідроциліндра; 3 – шток; 4 – штокова порожнина; 5 – поршень; 6 – поршнева порожнина.

Для плунжерного гідроциліндра (рис. 10.1а) тиск діє на всю площу плунжера:

$$f = f_1 = \frac{\pi D^2}{4} \quad (10.3)$$

де D — діаметр плунжера.

Для поршневого гідроциліндра з одностороннім штоком (рис. 10.1б) при подачі рідини в порожнину 6 тиск діє на всю площу поршня. Якщо рідина подається в штокову порожнину 4 гідроциліндра, то тиск діє на площу, яка дорівнює різниці площ поршня і штока. Тобто

$$f = f_2 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \quad (10.4)$$

де D і d — діаметри поршня і штока відповідно.

За цією залежністю визначається також площа, на яку діє тиск рідини, і для гідроциліндра з двостороннім штоком (див. рис. 10.1в).

Швидкість руху поршня гідроциліндра з двостороннім штоком при рівних діаметрах штоків однакова в обох напрямках.

Швидкість руху поршня гідроциліндра з одностороннім штоком має різні значення при русі в різні боки. У разі потреби розміри гідроциліндра можуть бути обрані таким чином, аби досягти однакової швидкості поршня в обох напрямках. Це відповідає підключенню гідроциліндра до гідросистеми за диференціальною схемою (рис. 10.2). При цьому штокова порожнина завжди підключена до джерела тиску, а поршнева порожнина поперемінно з'єднується з нагнітальною чи зливною гідролініями за допомогою гідророзподільника [11].

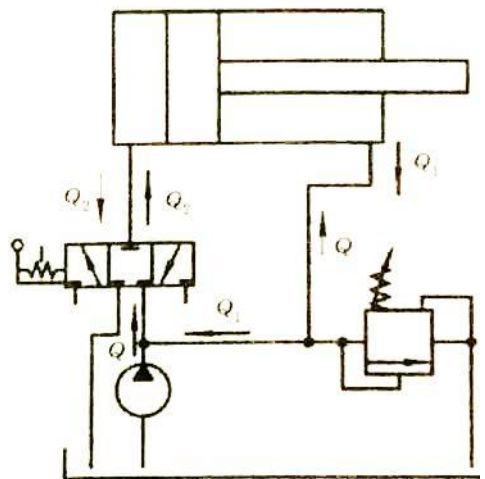


Рис. 10.2. Схема диференціального підключення гідроциліндра з одностороннім штоком

Якщо гідророзподільник переключено праворуч, то обидві порожнини гідроциліндра підключаються до нагнітальної гідролінії. Тиск в обох порожнинах гідроциліндра стає однаковим. Завдяки різниці ефективних площ поршня в поршневій та штоковій порожнинах циліндра на поршень діє сила

тиску, яка примушує рухатись його праворуч. Зі штокової порожнини витісняється рідина, яка разом з подачею насоса подається у поршневу порожнину гідроциліндра.

Виходячи з умов нерозривності потоку витіснення рідини зі штокової порожнини:

$$Q = f_2 v_2, \quad (10.5)$$

де f_2 – площа штокової порожнини, що відповідає залежності (10.2);

v_2 – швидкість руху поршня праворуч.

Подача рідини у поршневу порожнину становить:

$$Q_2 = Q + Q_1, \quad (10.6)$$

де Q – подача насоса.

Швидкість руху поршня в такому разі визначиться із залежності (10.2) і становитиме:

$$v_2 = \frac{Q_2}{f_1}, \quad (10.7)$$

де площа поршня f_1 відповідає залежності (10.3).

Об'єднуючи вирази (10.5) і (10.6) та підставляючи одержане значення подачі у залежність (10.6), знайдемо рівняння для визначення швидкості руху поршня:

$$v_2 = \frac{(Q + f_2 v_2)}{f_1}. \quad (10.8)$$

Рішення цього рівняння дає залежність швидкості поршня від подачі насоса у вигляді:

$$v_2 = \frac{Q}{(f_1 - f_2)}. \quad (10.9)$$

Підставляючи значення площ із (10.3) і (10.4) у (10.9), знайдемо швидкість поршня:

$$v_2 = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q}{d^2}, \quad (10.10)$$

де d – діаметр штока.

При переключенні гідророзподільника ліворуч поршнева порожнина гідроциліндра з'єднується зі зливною гідролінією. Шток гідроциліндра

рухається ліворуч зі швидкістю, що визначається виразом (10.2), у якому значення площі відповідає залежності (10.4). Підставляючи значення площі із (10.4) у (10.2), визначимо швидкість поршня при його русі ліворуч так:

Для забезпечення однакової швидкості руху v_1 та v_2 в обидва кінці, з виразів (10.8) та (10.9) отримаємо співвідношення діаметрів поршня і штока $D = d\sqrt{2}$, або $\frac{D}{d} = \sqrt{2}$.

За такої схеми підключення гідроциліндра досягається рівність ефективних площ у поршневій і штоковій порожнинах. Завдяки цьому і зусилля, які розвиває гідроциліндр, будуть однаковими в обох напрямках.

При проектуванні силових гідроциліндрів потрібно враховувати уніфікацію їх розмірів. Відповідно до ДСТУ 6020-1:2004, основний ряд діаметрів гідроциліндрів (мм) $D = 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, \dots$ Додатковий ряд діаметрів (мм) $D = 36, 45, 56, 70, 90, 110, 140, 180, 220, \dots$ Діаметри штока рекомендується вибирати із ряду (мм) $s_i = D/10, 12, 16, 20, 25, 32, 49, 50, 63, 80, \dots$

Гідроциліндри забезпечують обмежений зворотно-поступальний рух вихідної ланки. Важливою характеристикою гідроциліндра є максимальне переміщення вихідної ланки – максимальний хід поршня. Максимальний хід залежить від функціонального призначення гідроциліндра. Звичайно максимальний хід поршня відповідає значенню ходу рекомендованого ряду (мм) $x = 10, 12, 16, 20, 25, 32, 49, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 900, 1000, \dots$

Конструктивна схема гідроциліндра та максимальний хід поршня визначають його конструкторські параметри. Вони характеризуються, зокрема, максимальним і мінімальним габаритними розмірами. Мінімальний габаритний розмір відповідає втягнутому всередину штоку гідроциліндра, а максимальний – повністю висунутому штоку.

Енергетичні характеристики силових гідроциліндрів оцінюються механічним, об'ємним та загальним ККД.

Механічний ККД враховує втрати на тертя при русі поршня і визначається як відношення фактичного зусилля, що розвиває гідроциліндр, до розрахункового відповідно до формули (10.1):

$$\eta_{\text{мц}} = \frac{P_{\text{ф}}}{P_{\text{т}}}, \quad (10.11)$$

де $P_{\text{ф}}$ – фактичне зусилля, що розвиває гідроциліндр.

Значення механічного ККД для різних гідроциліндрів становить 0,8...0,97. Середнє значення ККД:

$$\eta_{\text{мц}} = 0,95,$$

Об’ємний ККД гідроциліндра враховує перетікання рідини в зазорі між поршнем і гільзою циліндра і є мірою втрат подачі рідини в гідроциліндр. Фактична подача рідини в гідроциліндр визначається залежністю:

$$Q_{\text{ф}} = \frac{Q_{\text{т}}}{\eta_{\text{оц}}}, \quad (10.12)$$

де $Q_{\text{т}}$ – необхідна подача рідини в гідроциліндр;

$\eta_{\text{оц}}$ – об’ємний ККД гідроциліндра.

При ущільненні поршня манжетами та гумовими кільцями втрати рідини незначні, тому об’ємний ККД можна прийняти рівним одиниці. При ущільненні поршня різними металевими кільцями об’ємний ККД може становити 0,98...0,99.

Поворотні гідродвигуни призначені для здійснення обмеженого обертального руху робочого органу.

Пристрої гальмування поршня. Дисипація енергії в гідроприводі в багатьох випадках вводиться спеціально з метою досягнення необхідних функціональних властивостей гідропривода. Зокрема, підвищена дисипація енергії має місце в демпферах або пристроях гальмування рухомих частин гідроприводу.

Гальмування поршня в кінці ходу здійснюється дроселюванням рідини, яка витісняється з порожнини гідроциліндра. В гідроприводах використовуються різноманітні конструкції гальмівних пристроїв.

Типовою конструкцією гальмівного пристрою є пристрій з дроселем і зворотнім клапаном (рис. 10.3).

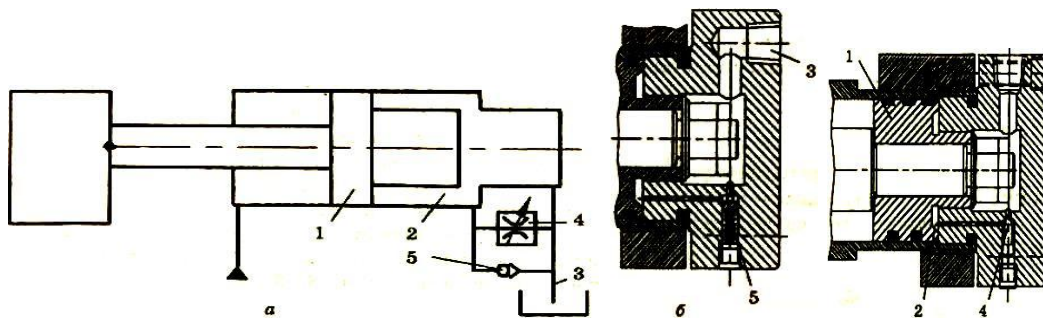


Рис. 10.3. Конструкція гальмівного пристрою з дроселем і зворотнім клапаном

Дана конструкція гальмівного пристрою забезпечує гальмування поршня залежно від його швидкості.

У конструкції пристрою, наведеній на рис. 10.4, гальмування поршня здійснюється як залежно від швидкості його руху, так і від положення поршня.

Гальмівний пристрій має дросель 1 зі зворотним клапаном 2. Вони включені між порожниною гідроциліндра 3 і гідролінією 4. Гідравлічний опір дроселя регулюється переміщенням золотника 5, з яким взаємодіє кінцева частина поршня.

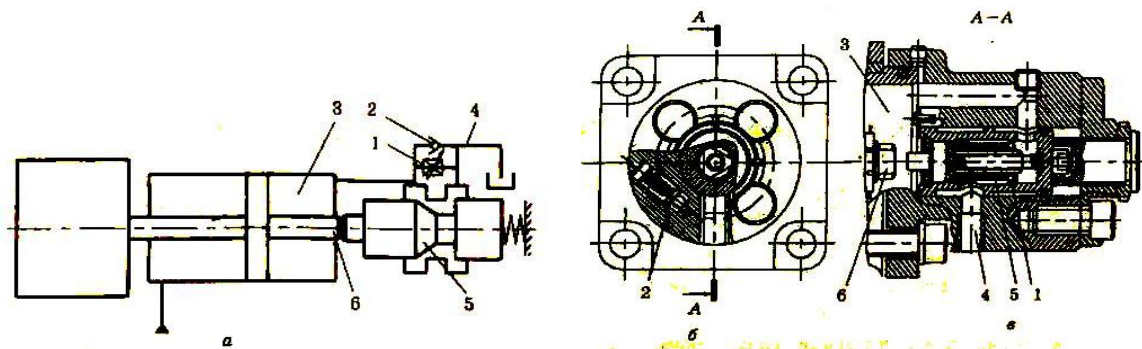


Рис. 10.4. Гальмівний пристрій, в якому сила опору визначається як швидкістю поршня, так і його положенням: а — гідравлічна схема; б, в — конструктивна схема

При підході поршня до крайнього правого положення його кінцева частина 6 переміщує золотник 5. При цьому змінюється площа поперечного перетину дроселя 1, а, відповідно, і його гідравлічний опір.

Регулювання зусилля гальмування залежно від положення поршня є ефективним засобом підвищення якості процесу гальмування. Закон зміни площі перетину дроселя вибирається спеціальним профілюванням золотника 5.

ТЕМА 11

ГІДРОАПАРАТУРА ТА ДОПОМІЖНЕ ОБЛАДНАННЯ

ГІДРОПРИВОДІВ

Гідроапаратом називають пристрій гідропривода, який виконує хоча б одну з таких функцій: зміна напрямку руху потоку робочої рідини, відкриття чи перекриття потоку, зміна таких параметрів потоку, як тиск та витрата або їх підтримання на заданому рівні. Термін «гідроапаратура» є загальною назвою гідроапаратів [12].

Для конструкції будь-якого гідроапарата характерна наявність перекривного елемента, у вигляді рухомої деталі, при переміщенні якої частково або повністю перекривається робочий прохід для рідини. Залежно від типу перекривного елемента гідроапарати поділяються на золотникові, кранові та клапанні. В золотникових гідроапаратах прохід для рідини утворюється між гострими кромками розточки корпусу 1 і циліндричного пояска золотника 2 (рис. 11.1а), а площа проходу залежить від осового зміщення золотника. В кранових гідроапаратах прохід утворюється (рис. 11.1б) гострими кромками каналів корпусу 1 та крана 2, а його площа змінюється при повороті крана. В клапанних гідроапаратах прохід для рідини має форму кільцевої щілини між кромками сидла 1 (рис. 11.1в) і клапана 2, а його площа залежить від осового положення клапана.

Дросельні пристрої призначені для регулювання подачі рідини шляхом зміни площі поперечного перетину гідравлічної магістралі. В системах гідропривода застосовуються різні типи дроселів. Найбільш поширені голчасті та щілинні дроселі (рис. 11.2).

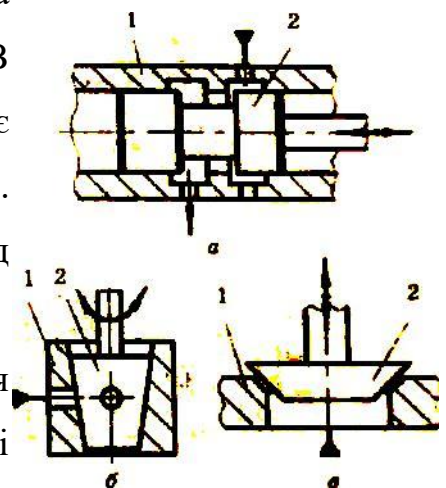


Рис. 11.1 Типи перекривних елементів гідроапаратів: а – золотниковий; б – крановий; в – клапанний

Конструктивна реалізація дроселів може бути різною.

Дросельні щілини утворюються шляхом взаємодії

рухомих деталей із нерухомими. Зокрема, застосовуються дроселі, в яких торцевий край плунжера взаємодіє з краєм точного отвору (рис. 11.1а).

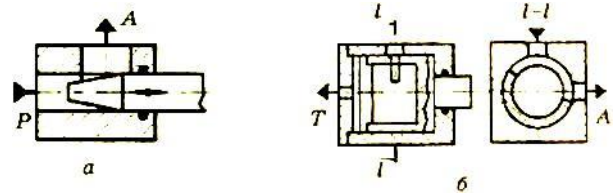


Рис. 11.2 Схема дроселів:
а – голчастого; б – щілинного

За принципом дії на перекривний елемент гідроапарати поділяються на гідроклапани та гідроапарати неклапанної дії. Величина проходу гідроклапана залежить і може змінюватись під дією на перекривний елемент робочої рідини, що підведена до нього. Отже, гідроклапани є автоматичними пристроями, що не потребують під час роботи зовнішнього втручання. В гідроапаратах неклапанної дії зміна положення перекривного елемента досягається за рахунок зовнішніх сил, наприклад, золотник зміщується за допомогою електромагніта або кран повертається рукою тощо.

Гідроапарати можуть бути регульованими, налагоджуваними та нерегульованими. В регульованих гідроапаратах величина відкриття робочого проходу або міра силової дії на перекривний елемент можуть бути змінені ззовні, наприклад, шляхом регулювання пружини гідроклапана. Нерегульовані гідроапарати таких можливостей не мають. Налагоджувані гідроапарати мають можливість регулювання тільки в неробочому стані шляхом заміни окремих елементів конструкції, наприклад, заміни дросельної шайби [13].

Залежно від характеру відкриття проходу для робочої рідини розрізняють гідроапарати регулюючі та направляючі. Регулюючі використовуються для зміни тиску або витрати рідини за рахунок часткового відкриття проходу. Направляючі гідроапарати призначені для зміни напрямку потоку рідини за сталих рівнів тиску та витрати рідини, відкриття або перекриття потоку. При цьому для них характерне повне відкриття або закриття проходу.

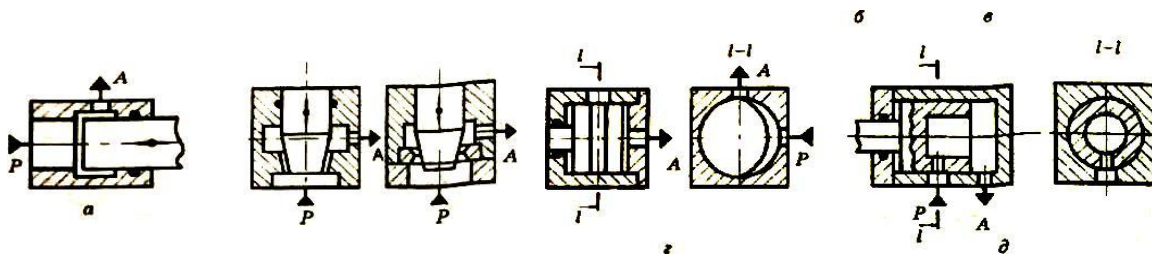


Рис. 11.3. Конструктивні схеми дроселів: а – плунжерного типу; б, в – діафрагмового типу; г – щілинного капілярного; д – щілинного типу з ексцентричними отворами в плунжері та гільзі

Залежно від виконуваних функцій гідроапарати поділяються на гідроклапани тиску, дроселі та регулятори витрати, гідророзподільники та дроселюючі розподільники, зворотні клапани та гідрозамки, клапани співвідношення витрат тощо.

Умовні графічні зображення гідроапаратів на схемах встановлюють ДСТУ 3455.3-96, ДСТУ 2193-93, ДСТУ 3073-95.

ТЕМА 12

ГІДРОАПАРАТИ ДЛЯ РЕГУЛЮВАННЯ ВТРАТИ РОБОЧОЇ РІДИНИ

До цієї групи апаратів належать дроселі, регулятори витрати та гідроклапани співвідношення витрат [14].

Гідравлічним дроселем називають пристрій для створення опору потокові робочої рідини з метою обмеження або регулювання витрати цієї рідини. Дроселі можуть бути постійними, регульованими і регулюючими. Перші використовуються, коли виникає потреба в сталому обмеженні витрати рідини в гідро лінії, другі – за необхідності не тільки обмеження, а й регулювання потрібної витрати, наприклад, з метою регулювання швидкості руху гідродвигунів, а треті – в регулюючих пристроях типу гідропідсилю вачів, дроселюючих розподільників тощо, де вони забезпечують автоматичну зміну витрати рідини залежно від зміни інших параметрів цих пристроїв.

Головною характеристикою дроселя є залежність витрати робочої рідини, що протікає через нього, від величини проходу дроселюючого елемента та перепаду тисків на ньому:

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}, \quad (12.1)$$

де μ — коефіцієнт витрати;

ρ — густина рідини;

f — площа поперечного перерізу дроселюючої щілини;

Δp — перепад тисків на ній.

За принципом дії розрізняють дроселі в'язкісного та вихрового опорів. Витрата рідини через в'язкісний дросель залежить, головним чином, від перепаду тисків на вході та виході дроселюючого елемента, який визначається в'язкісним тертям при протіканні рідини і може бути знайдений за формулою Дарсі:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{4R} \cdot \frac{v^2}{2} \rho, \quad (12.2)$$

де λ – коефіцієнт Дарсі;

$R = \frac{f}{P}$ – гідравлічний радіус;

f – площа поперечного перерізу каналу;

P – периметр живого перерізу;

l – довжина каналу;

ρ – густина рідини;

v – середня швидкість руху рідини в каналі.

Слід звернути увагу на лінійну залежність перепаду тисків від довжини каналу, що на практиці використовується для регулювання витрати протікаючої рідини.

Прикладом регульованого дроселя в'язкісного опору може бути гвинтовий дросель (рис. 12.1). Він складається з корпусу 2, в якому розташовані робочий (дроселюючий) гвинт 1 і регулюючий гвинт 3. Робоча рідина підводиться до каналу P і по канавці гвинта 1, яка має прямокутну форму поперечного перерізу, надходить до каналу A . За допомогою гвинта 3 можна змінювати довжину гвинтової канавки, якою проходить рідина, регулюючи її витрату.

Для гвинтової канавки з розмірами у перерізі $a \times b$ втрата тиску на дроселі:

$$\Delta p = \lambda \frac{l \cdot P}{4f} \cdot \frac{v^2}{2} \rho = \lambda \frac{l(a+b)}{2a \cdot b} \cdot \frac{v^2}{2} \rho, \quad (12.3)$$

де l — довжина дроселюючої ділянки гвинтової лінії.

Завдяки лінійній залежності перепаду тисків від довжини дроселюючого каналу гвинтові дроселі мають лінійну характеристику, що є позитивною якістю регулюючого апарата. Проте в реальних умовах роботи гідропривода машин характеристика такого дроселя нестабільна у зв'язку зі змінністю в'язкості робочої рідини при

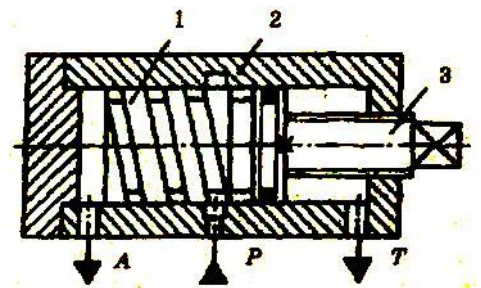


Рис. 12.1 Гвинтовий дросель

коливаннях робочих температур. Тому дроселі в'язкісного опору в гідроприводах машинах застосовуються рідко.

У дроселях вихрового опору використовують особливості протікання рідини через короткі отвори з гострими кромками. Для таких умов характерною рисою є незалежність витрати рідини і перепаду тисків на дроселюючому елементі від в'язкості рідини, завдяки чому виключається і вплив температури рідини на витратні характеристики дроселів. Перепад тисків між входом і виходом дроселюючого елемента $\Delta p = p_2 - p_1$, у дроселях вихрового опору зумовлюється деформацією потоку рідини і вихроутворенням в дроселюючій щілині.

Найпростіший дросель вихрового опору (рис. 12.2а) становить тонку шайбу з круглим отвором. Отвір має гостру кромку з боку підводу потоку робочої рідини. Як елемент опору, круглий отвір дросельної шайби (діафрагми), крім простоти виготовлення, має перевагу ще і в тому, що за рівності площ поперечного перерізу він має найменший змочений периметр у порівнянні з іншими формами отворів і, отже, найменшу схильність до забруднення та облітерації.

Для одержання значного опору потокові рідини використовувати одну дросельну шайбу не вигідно, тому що значне зменшення діаметра d отвору обмежене технологічними можливостями та облітерацією. Рекомендується приймати $d_{min} = 0,3$ мм. Однак використання пакета дросельних шайб (рис. 12.2б) дає змогу одержати практично будь-який необхідний опір. Крім того, змінюючи кількість дросельних шайб у пакеті, можна підібрати потрібну для даних умов інтенсивність дроселювання. Проте в гідроприводах надають перевагу конструкціям дроселів, які забезпечують безступінчасте регулювання витрати рідини шляхом зміни площі перетину прохідного каналу дроселя. Найчастіше в гідроприводах використовуються регульовані дроселі голчастого (рис. 12.2в) та кранового (рис. 12.2г) типів. У перших розміри дроселюючої щілини змінюються за рахунок осьового зміщення конічного перекривного елемента, у других – шляхом повороту пустотілого крана 1 із щілиною 2, через

яку з'єднуються канали 3 і 4. У випадках, коли необхідна підвищена точність регулювання витрати рідини, застосовують дроселі золотникового типу (рис. 12.2д), у яких дроселююча щілина створюється гострими кромками розточки корпусу 1 та золотника 2.

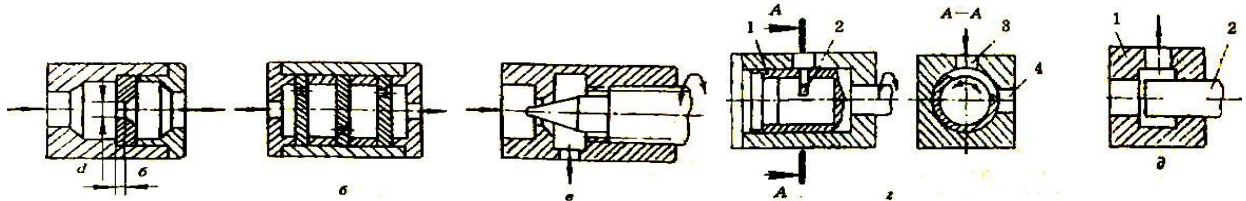


Рис. 12.2. Схеми дроселів інерційного опору: а – дросельна шайба (діафрагма); б – пакет дросельних шайб; в – голчастий дросель; г – дросель кранового типу; д – дросель золотникового типу з гострими кромками

За дроселювання потоку рідини частина його енергії перетворюється в тепло, кількість якого зростає зі збільшенням перепаду тисків і швидкості руху рідини. Швидкість руху рідини в дроселі, як правило, не перевищує десятикратного значення її швидкості в каналі підводу. Таким чином, найменше значення площі поперечного перерізу дроселя можна визначити зі співвідношення $f_d = 0,1f_{тр}$, де f_d – площа прохідного перерізу дроселя; $f_{тр}$ – площа поперечного перерізу трубопроводу, на якому встановлено дросель. Мінімальна величина площі перерізу прохідного вікна дроселя вибирається, щоб не було облітерації. Для мінеральних масел, які застосовуються в об'ємних гідроприводах машин, ця площа не повинна бути меншою $0,3 \text{ мм}^2$.

За перепаду тисків на дроселі 10 МПа мінімальна витрата через дросель становить $\approx 60 \text{ см}^3/\text{хв}$. Для зменшення облітерації в деяких конструкціях дроселів використовують осцилюючий рух перекривного елемента [15].

Регульований дросель ПГ77-1 (рис. 12.3а), який часто застосовується в гідроприводах машин, складається із корпусу 1, втулки 2, в осьовій розточці якої розміщений перекривний елемент 3 дроселя, що має вигляд короткої рухомої втулки, притискуваної пружиною 10 до різьбової втулки 4, осьове положення якої регулюється поворотом вала 6 з лімбом 8. Лімб фіксується на валу

контргайкою 7. Окрім шкали лімба, для реєстрації настройки дроселя використовують показчик обертів 5 з шариковим фіксатором та мальтійським механізмом повороту з приводним штифтом 9. Розточка корпусу герметично закривається кришкою 11.

Робоча рідина із гідросистеми підводиться до отвору Р (підвід), проходить через дроселюючу щілину, утворену трикутним вирізом а у втулці 2 (див. вид А) та торцевою поверхнею перекривного елемента 3, і відводиться через радіальні отвори втулки 2 в канал Т (відвід). Витрата

рідини регулюється осьовим зміщенням перекривного елемента 3 відносно трикутного вирізу втулки 2 за допомогою різьбової втулки 4 при обертанні вала 6 з лімбом 8. Лімб виставляється так, щоб за максимально закритої дроселюючої щілини витрата через неї становила не менше $50 \text{ см}^2/\text{хв}$. Повному осьовому зміщенню елемента 3 відповідають чотири

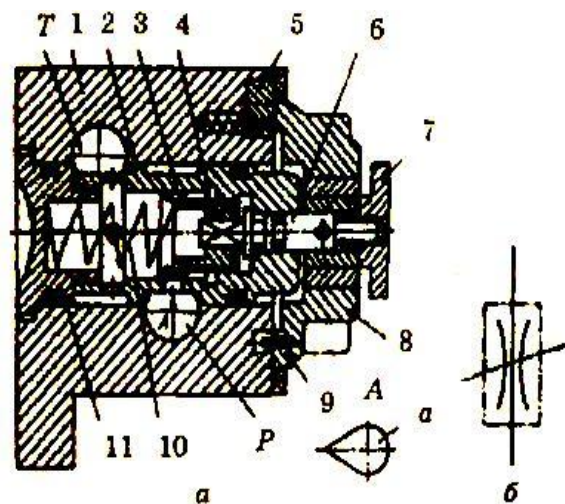


Рис. 12.3 Дросель ПГ77-1: а – конструктивна схема; б – умовне

повні оберти лімба, що забезпечує плавність регулювання витрати в усьому діапазоні регулювання. Після кожного повного оберту лімба за допомогою штифта 9 повертає на 90° показчик обертів 5, виконаний у вигляді чотирипазового мальтійського хреста з шариковим фіксатором, який запобігає самовільному повороту показчика. На торцевій поверхні показчика нанесені цифри відліку обертів лімба 8. Трикутна дроселюючої щілини за малих величин відкриття дроселя, а гострі кромки по всьому периметру дроселюючої щілини практично виключають залежність встановленої величини витрати робочої рідини від її температури та в'язкості. Умовне зображення регульованого дроселя на гідросхемах показане на рис. 12.3б.

ТЕМА 13

РОЗПОДІЛЬНІ ГІДРОАПАРАТИ

Гідроапарати цієї групи призначені для зміни напрямку, пуску та зупинки потоку робочої рідини в одній або декількох гідравлічних лініях. Основу групи становлять гідророзподільники. Крім того, до неї належать зворотні клапани та гідрозамки. У деяких випадках функції розподільних апаратів можуть виконувати гідроклапани тиску або спеціальні клапани, наприклад, гідроклапан витримки часу [16].

У гідроприводах машин застосовуються різні конструкції розподільників. Залежно від типу розподільного елемента вони поділяються на золотникові та кранові (рис. 13.1). Найбільш поширені – золотникові розподільники. Розподільним елементом у них є золотник 1 (рис. 13.1а), який може займати в корпусі 9 одну з двох (або трьох) фіксованих позицій. У крайній лівій позиції золотника потік робочої рідини, що підводиться на вхід P розподільника, через камери 7 та 6 і вихідний канал A надходить до штокової порожнини приєднаного гідроциліндра, поршень якого рухається, витісняючи з поршневої порожнини рідину, яка через вихідний канал B та камери 8 і 3 відводиться у зливний канал T . У разі переміщення золотника розподільника вправо потоки рідини змінюють напрямок, викликаючи реверс гідроциліндра.

Переміщення золотника в корпусі можливе тільки при наявності деякого діаметрального зазору 5 який виключає заклинювання золотника, але спричиняє втрати робочої рідини через її перетікання в зливну лінію. Ці втрати ($\text{см}^3/\text{хв}$) розраховуються як витрата робочої рідини через кільцеву концентричну щілину

$$q = 5,5 \cdot 10^{-3} \frac{d \delta^3 \Delta p}{\nu l}, \quad (13.1)$$

де d — діаметр золотника, мм;

ν — кінематична в'язкість, сСт ;

l — довжина ущільнюючих поясків, мм;

Δp — перепад тисків на щілині, МПа;

δ — діаметральний зазор, мкм.

Для зниження втрат унаслідок перетікання робочої рідини до зливної лінії необхідно зменшувати зазор δ , але технологічно забезпечити $\delta < 10$ мкм досить важко, крім того, при надто малих зазорах у зв'язку з навіть незначною деформацією корпусу створюється загроза заклинювання золотника.

Осьове зусилля, необхідне для переміщення золотника, залежить від робочого тиску, розмірів золотника, а також величини відхилень геометричної форми золотника й отвору в корпусі. Між золотником та корпусом виникає сила тертя внаслідок нерівномірного розподілу тиску в зазорі δ і появи неврівноваженого радіального зусилля, яке діє на ущільнюючі пояски золотника. Причиною заклинювання золотника може бути потрапляння в радіальний зазор між корпусом і золотником твердих частинок, які приносяться робочою рідиною. Для зменшення неврівноважених зусиль, що діють на золотник, на його ущільнюючих поясах прорізають розвантажувальні кільцеві канавки 2 шириною та глибиною 0,3...0,5 мм.

У разі різкого переключення розподільника можливе виникнення гідравлічного удару. Щоб запобігти цьому, на робочих кромках золотника роблять конічні фаски 4 або дроселюючі прорізи, які забезпечують більш помірну зміну тиску в гідролініях та камерах гідродвигуна при реверсі.

Робочим елементом розподільника кранового типу (рис. 13.16) є циліндричний золотник поворотної дії (кран). Він встановлюється у розточці корпусу з мінімальним зазором. Золотник має дві пари діаметрально розміщених карманів. Кармани кожної пари зв'язані між собою отворами в золотнику. В корпусі виконані канали вхідний P , зливний T і два вихідні A та B . У положенні на схемі вихід A з'єднаний з підводом живлення, а вихід B – зі зливним каналом. При повороті золотника на 45° виходи міняються ролями. Завдяки такій конструкції розподільника сили тиску робочої рідини, що діють на золотник, взаємно урівноважені, чим забезпечується рівномірний розподіл зазорів між золотником і корпусом та відсутність заклинювання золотника.

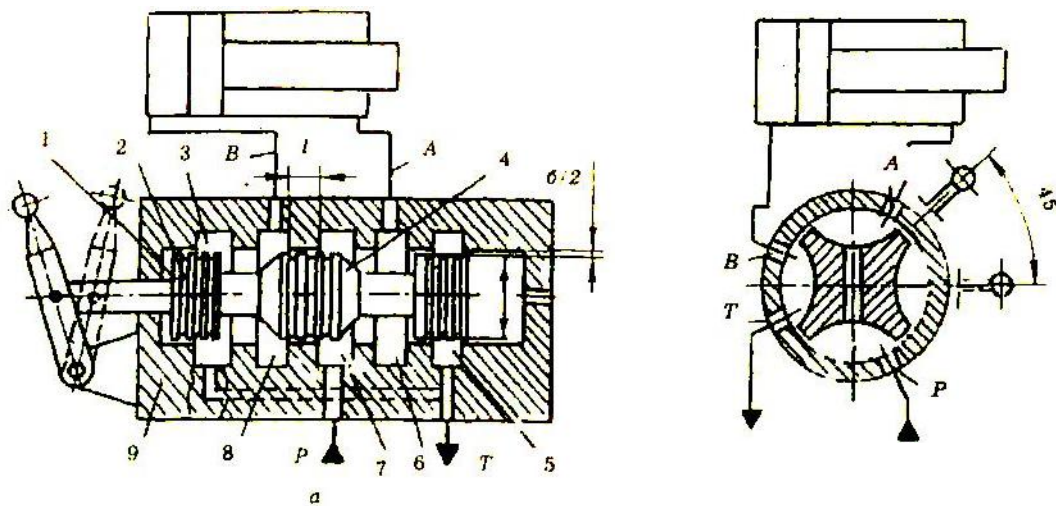


Рис. 13.1. Схеми розподільників: а – золотникового;
б – кранового

Кранові розподільники застосовуються для розподілу потоків робочої рідини з відносно малими витратами за середніх рівнів тиску. Так, кранові розподільники типу Г71-3 мають номінальну витрату $Q_n = 8$ л/хв за номінального робочого тиску $p_n = 20$ МПа.

Крім поділу за конструктивними ознаками, розподільники класифікуються:

- за кількістю приєднаних зовнішніх ліній – дволінійні та багатолінійні;
- за кількістю позицій розподільного елемента – двопозиційні, трипозиційні та багатопозиційні;
- залежно від способу переключення розподільного елемента – з ручним, педальним, механічним (від кулачка або упора), гідравлічним, електричним, електрогідравлічним та пневматичним керуванням;
- залежно від способу установки золотника в позицію – з фіксацією позиції або без фіксації, зі зворотною пружиною чи без неї, з центрувальними пружинами або гідравлічним центруванням.

Зображені на рис. 13.1 розподільники – чотирилінійні (до каналів A , B , P і T приєднано чотири зовнішні лінії), двопозиційні (розподільний елемент може займати одну з двох робочих позицій), з ручним керуванням. Конструктивна

схема трипозиційного п'ятилінійного розподільника з електрокеруванням показана на рис. 13.2. Його золотник 3 переключається в одну з двох крайніх позицій за допомогою електромагнітів 1 та 5 штовхального типу. Якщо електромагніти вимкнуті, то золотник займає середню позицію під дією центруювальних пружин 2 і 4. Слід звернути увагу на те, що обидві пружини при цьому замкнуті на корпус (механічне замикання), завдяки чому забезпечується чітка фіксація середньої позиції і виключається змагання пружин при переміщеннях золотника. Розподільник – п'ятилінійний, з вхідним каналом P , виходами A та B і двома зливними каналами G . Особливістю такої схеми є використання торцевих камер у ролі зливних, що робить конструкцію розподільника простою, проте має кілька недоліків: обмежується тиск у зливній лінії, потрібна герметизація вихідних штоків електромагнітів, немає можливості гідравлічного або електрогідравлічного керування, погіршується порівняно зі схемою на рис. 13.1, а центрування золотника в корпусі, що може спричинити його заклинювання, підвищене зношення тощо.

У разі гідравлічного керування золотник розподільника переключається в одну з двох крайніх позицій під дією сили тиску робочої рідини, яка підводиться у відповідну торцеву порожнину – камеру керування. Корпус розподільника має п'ятикамерну конструкцію (на зразок розподільника на рис. 13.1а), а його торцеві порожнини герметизуються й утворюють ще дві камери керування з каналами для підводу/відводу потоків керування [17].

При електрокеруванні золотник розподільника переключається безпосередньо електромагнітами. Такий спосіб керування застосовується тільки для розподільників з малими умовними проходами ($d_v < 10$ мм). Для розподільників з більшими проходами і потужнішими потоками робочої рідини застосовується електрогідравлічне керування. Такі розподільники мають двокаскадну конструкцію. Розподільник головного каскаду з гідравлічним керуванням переключається за допомогою малогабаритного розподільника допоміжного каскаду з електричним керуванням.

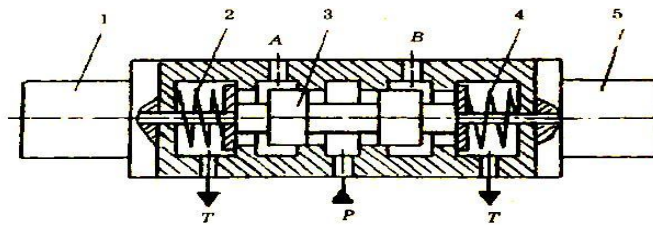


Рис. 13.2. Розподільник з електрокеруванням

У розподільниках з гідравлічним та електрогідравлічним керуванням передбачена можливість регулювання швидкості руху золотника під час переключення (час реверсу може становити 0,05...3 с). Регулюють за допомогою вмонтованих в розподільник дроселів.

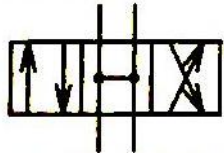
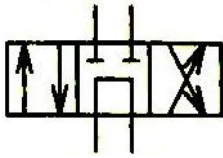
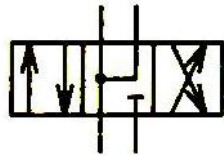
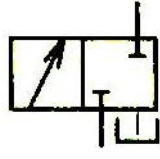
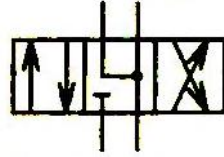
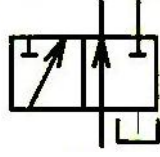
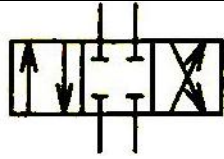
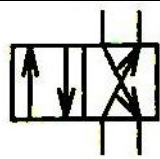
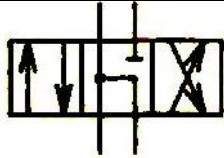
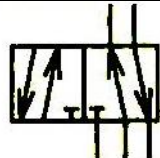
У пневмогідравлічних системах може виникнути потреба у пневматичному керуванні гідророзподільниками. У таких випадках використовуються розподільники з електро- або електрогідрокеруванням, у яких електромагніти замінюються спеціальними мембранними пневмоциліндрами.

Правила побудови умовних графічних зображень розподільників на схемах встановлені ДСТУ 2144-93. У зображенні розподільника зазначаються число позицій розподільного елемента, число приєднаних зовнішніх ліній і зв'язки між ними в кожній позиції, вид керування, спосіб установки розподільного елемента в позицію. Позиції розподільного елемента відображаються відповідним числом квадратів. Всі зовнішні лінії підводяться до квадрата, який відповідає вихідній позиції розподільника, тобто позиції, яку він займає на початку роботи гідросистеми за відсутності сигналів керування. Кількість зовнішніх ліній (ходів) визначає лінійність розподільника. Зв'язки між лініями в кожній позиції показують стрілками в напрямках потоків робочої рідини. Місця з'єднання потоків виділяються крапками. Закриті ходи позначаються тупиками. Щоб визначити розподіл потоків у певній позиції розподільника за його зображенням, необхідно умовно встановити на схемі відповідний квадрат зображення на місце квадрата вихідної позиції, залишаючи незмінними зовнішні лінії. Стрілки квадрата покажуть нові напрямки потоків робочої рідини.

Гідравлічні схеми розподільників, які найбільш часто використовуються на практиці, наведені в табл. 13.1. Приклади графічних зображень розподільників подано в табл. 13.2.

За конструктивним виконанням золотникові розподільники поділяються на типи *В*, *Р* та *ПГ*. Розподільники типу *В* (ДСТУ 7308:2013) поділяють на дві групи. До першої належать розподільники з умовними проходами 6 та 10 мм і робочими тисками до 32 МПа. Вони можуть мати різні гідравлічні схеми і види керування, що відображається в шифрі розподільника. Наприклад, тип розподільника ВЕ10.574.41/ОФ розшифровується так: В – золотниковий розподільник; Е – керування електричне (Х – гідравлічне, П – пневматичне, МР – від кулачка, ММ – ручне); 10 – умовний прохід у мм; 574 – номер гідравлічної схеми (табл. 13.1); 41 – номер конструкції; ОФ – без зворотної пружини і з фіксацією позицій.

Таблиця 13.1 – Найпоширеніші гідравлічні схеми розподільників

Номер схеми	Умовне зображення	Номер схеми	Умовне зображення
14		64	
24		512	
34		573	
44		574	
54		575	

До другої групи належать розподільники з умовними проходами 16 та 22 мм і з робочим тиском до 28 або 35 МПа. Зважаючи на досить потужні потоки робочої рідини, що проходять через ці розподільники (номінальна витрата 100...200 л/хв), керування ними – гідравлічне або електрогідравлічне.

Таблиця 13.2 – Графічні зображення гідрозподільників на схемах

Графічне зображення	Тип розподільника
	Чотирилінійний двопозиційний з фіксацією позицій і ручним керуванням
	Дволінійний двопозиційний зі зворотною пружиною і педальним керуванням
	Трилінійний двопозиційний зі зворотною пружиною і механічним керуванням від кулачка або упора
	Чотирилінійний трипозиційний з центрувальними пружинами і гідравлічним керуванням
	Чотирилінійний трипозиційний з центрувальними пружинами і електричним керуванням
	Чотирилінійний трипозиційний з центрувальними пружинами і електрогідравлічним керуванням

Розподільники типу Р також поділяють на групи. До першої належать розподільники РХ, що мають такі характеристики: умовний прохід 6, 10 і 20 мм, номінальна витрата 16, 33 і 160 л/хв відповідно, номінальний тиск 20 МПа, вид керування – електричне або електрогідравлічне. До другої групи належать розподільники Р102 (умовний прохід 10 мм, номінальна витрата 40 л/хв, номінальний тиск 20 МПа, керування електричне, гідравлічне, механічне або ручне). Третю групу утворюють розподільники Р20 та Р32 з умовними проходками 20 та 32 мм відповідно. Вони мають два виконання за номінальним тиском: 20 МПа та 32 МПа. Керування – гідравлічне та електрогідравлічне.

Розподільники типу ПГ (Г) нині (у зв'язку з переходом на міжнародні стандарти) зняті з виробництва, але вони дуже поширені в гідросистемах верстатів, пресів та інших гідрофікованих машин. Розподільники типу ПГ (Г) розраховані на роботу в гідросистемах з максимальним тиском до 20 МПа. За класифікатором верстатобудування розрізняють золотникові розподільники з гідравлічним (Г72-3), електричним (Г73-1), електрогідравлічним (Г73-2), механічним (Г74-1) і ручним (Г74-2) керуванням. У шифрі розподільника позначаються: номер гідросхеми, спосіб монтажу (П – привальний, без букви – різьбовий), тип за класифікатором верстатобудування і модифікація за умовним проходом (1-8, 2-10, 3-16, 4-20, 5-32 мм). Наприклад, шифр 24ПГ72-34 означає: золотниковий розподільник з номером гідросхеми 24 (див. табл. 13.1) з привальним монтажем і гідравлічним керуванням за умовного проходу 20 мм.

Різноманітністю направляючих гідроапаратів є зворотні клапани. Вони забезпечують вільний пропуск потоку робочої рідини в одному напрямку і перекриття його зворотного руху.

Зворотний клапан типу Г51-3 (рис. 13.3) складається з корпусу 1, заглушки 2, пружини 3 і перекривного елемента у вигляді плунжера 4 з конусним пояском. У разі підводу робочої рідини до каналу Р плунжер піднімається і пропускає її в канал А. Якщо робоча рідина під тиском підводиться в канал А,

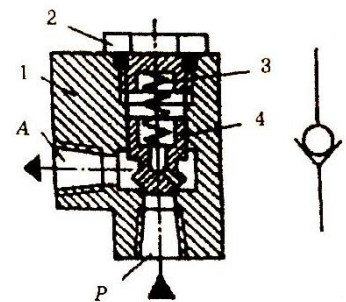


Рис. 13.3. Зворотний клапан Г51-3

то її вихід до каналу P перекривається плунжером, який притискується до сідла в корпусі пружиною і силою тиску рідини. На рисунку поряд з конструктивною схемою показано графічне зображення зворотного клапана.

Керовані зворотні клапани називають гідравлічними замками. Вони пропускають потік робочої рідини в одному напрямку і перекривають його у зворотному, якщо немає сигналу керування, а за його наявності пропускають і зворотний потік. Гідрозамки застосовуються в гідроприводах для автоматичного блокування виходу робочої рідини з камер гідродвигунів з метою фіксації їх вихідних ланок.

Гідрозамок типу КУ показано на рис. 13.4. Він складається з корпусу 1, поршня 2 зі штоком, перекривного елемента 3, пружини 4 і двох кришок 5 та 8. У вихідному положенні перекривний елемент

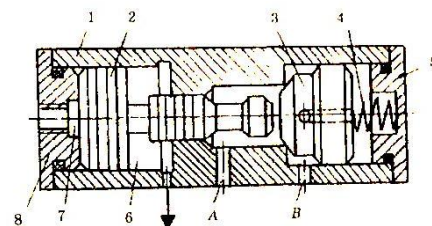


Рис. 13.4. Гідрозамок типу КУ

3 пружиною 4 притиснутий до сідла. Якщо потік робочої рідини підводиться на вхід A (прямий потік) пере кривний елемент відводиться від сідла і пропускає потік на вихід B . Зворотний потік (від B до A) можливий тільки у разі одночасного підводу допоміж ного потоку робочої рідини в камеру керування 7. Під дією тиску рідини поршень 2 переміщується вправо і своїм штоком відводить перекривний елемент від сідла, відкриваючи прохід для зворотного потоку. Камера 6 гідрозамка постійно з'єднана зі зливною лінією.

Графічне зображення гідрозамка і варіант його використання наведено на рис. 13.5. У положенні на схемі робоча рідина з напірної лінії 1 через роз подільник 2 і гідрозамок 3 підведена в робочу камеру затискного гідроциліндра 4, забезпечуючи затиск об'єкта 5. При раптовому падінні тиску в напірній лінії гідрозамок перекриває вихід робочої рідини з камери гідроциліндра, що дає змогу деякий час підтримувати затискне зусилля і не допустити створення аварійної ситуації. Для

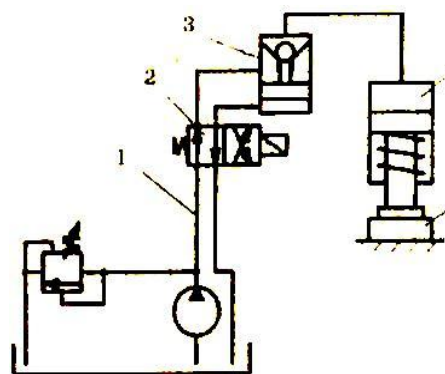


Рис. 13.5. Варіант установалення гідрозамка

розтисну об'єкта необхідно ввімкнути електромагніт розподільника. Під дією тиску в камері керування гідрозамка його поршень відкриває вихід для рідини з гідроциліндра і дає можливість зворотній пружині відвести поршень гідроциліндра у вихідну (верхню за рисунком) позицію.

ТЕМА 14

ГІДРАВЛІЧНІ ПІДСИЛЮВАЧІ ТА СЛІДКУЮЧІ ПРИВОДИ

У сучасному машинобудуванні набули поширення електричні, пневматичні та гідравлічні системи автоматичного керування (САК). Вони використовуються у різних галузях техніки, особливо в системах керування сучасними транспортними засобами, такими як автомобілі, морські судна, літальні апарати [18]. Ці системи застосовуються у верстатобудуванні, робототехніці, гнучких виробничих системах: зазвичай автоматичні гідравлічні системи використовують у машинобудуванні для копіювання переміщень (копіювальні слідкуючі системи).

Усю різноманітність систем автоматичного регулювання і керування для автоматизації виробничих процесів можна поділити на системи керування прямої дії (без підсилення потужності) і системи керування непрямої дії (з підсиленням потужності).

Гідравлічна система автоматичного керування, як правило, складається із трьох основних вузлів: блоку введення інформації, гідропідсилювача і виконавчого механізму. Структурну схему такої системи зображено на рис. 14.1.

Одним з основних вузлів САК є гідропідсилювач.

Гідравлічним підсилювачем, називають пристрій, який дає змогу при невеликій потужності на вході керувати на виході розподілом потужного потоку робочої рідини, що надходить від зовнішнього джерела енергії. Тобто гідропідсилювач – це гідравлічний пристрій, в якому рух керуючого елемента перетворюється на рух керованого елемента великої потужності, узгодженого з рухом керуючого елемента за швидкістю, напрямом і переміщенням. Таким чином, гідравлічні підсилювачі призначені для підсилення сигналів, які надходять до їхнього входу від чутливих елементів або датчиків, а також для управління гідравлічними виконавчими (робочими) механізмами. У загальному випадку вони є підсилювачами потужності, тобто потужність потоку робочої рідини, що є на виході підсилювача, у багато разів більша за потужність, яка

витрачається на керування підсилювачем. Підсилення потужності досягається шляхом відбору потужності від зовнішнього джерела енергії, що живить підсилювач. Однак у деяких випадках, якщо розглядати гідравлічний підсилювач разом із виконавчим механізмом, може йтися не про підсилення потужності, а про підсилення сили або швидкості, оскільки потужність становить добуток цих величин. Залежно від того, що домінує на виході гідравлічного виконавчого механізму, можна розрізняти підсилення за силою або за швидкістю.

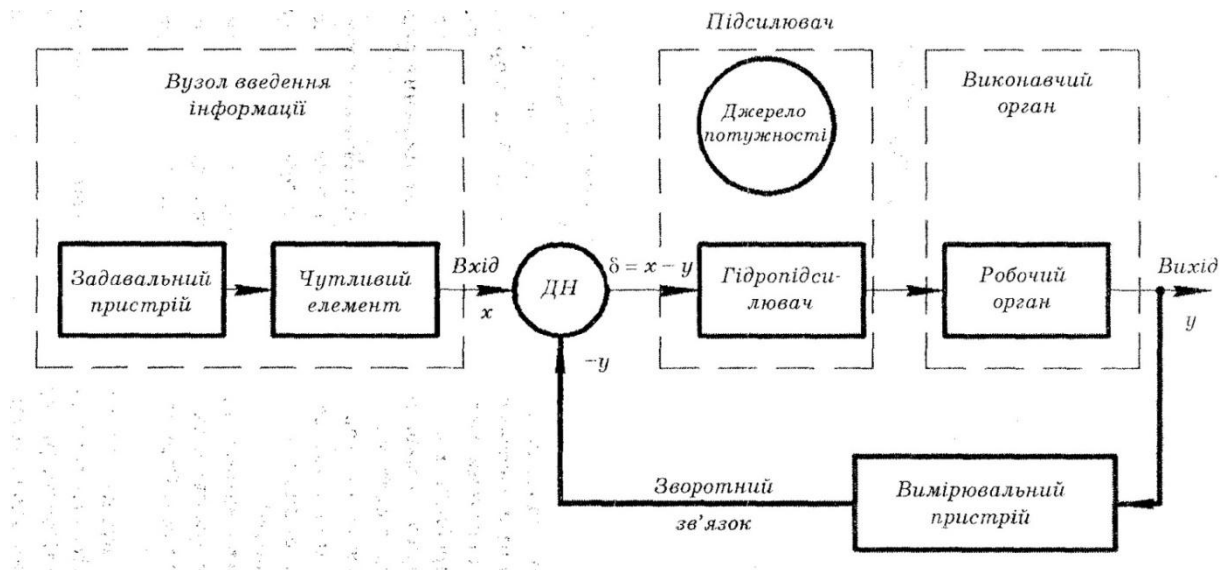


Рис. 14.1. Структурна схема системи автоматичного керування

Ступінь підсилення вихідної потужності гідропідсилювачів, порівняно з потужністю входу (коефіцієнт підсилення потужності), практично не обмежений:

$$K_y = \frac{N_{вих}}{N_{вх}} \rightarrow 10^7, \quad (14.1)$$

де $N_{вих}$, $N_{вх}$ – потужність на виході системи і вході відповідно.

Одночасно з можливістю одержання високих вихідних потужностей, потужність вхідного сигналу може бути зменшена до малої величини і бути доведеною до 0,5...1 Вт, а зусилля для переміщення керуючого елемента в деяких випадках не перевищують $(1...2)^{-2}$ Н.

Залежно від методу управління вихідним елементом гідропідсилювачі поділяють на три групи: без зворотного зв'язку, зі зворотним зв'язком, з комбінованою системою керування.

Підсилювачі, побудовані за першим методом управління та зі зворотним зв'язком, реалізованим за положенням золотника виконавчих механізмів, прості в конструктивному виконанні, надійні в експлуатації. Однак вони не змінюють основні статичні та динамічні характеристики виконавчих механізмів і є тільки підсилювачами потужності сигналу похибки (неузгодження).

Гідропідсилювачі, в яких оброблення вхідного сигналу відбувається примусово при порівнянні з виходом (з метою припинення дії сигналу), називаються гідропідсилювачами зі зворотним зв'язком. Вони широко застосовуються у слідкуючих системах. Гідропідсилювач слідкуючої системи – це силовий гідропривод, в якому виконавчий механізм (вихід) відтворює (відслідковує) закон руху керуючого органу (входу), для чого у системі передбачено безперервний зв'язок між вихідним і вхідним елементами, який називається зворотним зв'язком. Інакше кажучи, за слідкуючий гідропривод приймають гідропривод з автоматичним регулюванням, в якому швидкість руху або хід (поворот) веденої ланки об'ємного гідродвигуна змінюється з певним законом залежно від раніше невідомої змінної величини, що діє ззовні на об'ємний гідропривод. За вхідний сигнал приймають будь-яку умисну дію (переміщення, швидкість або інші параметри), яка надається датчику неузгодження (ДН) від задавального пристрою, а за вихід або вихідний сигнал приймають дію, яку розвиває виконавчий орган (гідродвигун) за допомогою якої здійснюється необхідне переміщення робочого органу.

Стосовно гідравлічних слідкуючих приводів гідропідсилювач становить розподільний пристрій з навантаженням у вигляді основного гідродвигуна або, наприклад, золотника другого каскаду підсилення. Отже, найпростіші гідравлічні слідкуючі приводи, що мають розподільник і гідродвигун можна розглядати як гідропідсилювачі зі зворотним зв'язком. Оскільки гідропідсилювачі канали вводу сигналу керування і потужності розділено (рис.

1), потужність можна практично необмежено підсилюватися дуже малих потужностей вхідного сигналу. Сигнал керування виклик зміщення чутливого вхідного елемента розподільника гідропідсилювач який керує величиною та напрямком потоків рідини гідродвигуна. Залежно від типу розподільника розрізняють гідропідсилювачі золотниково типу, типу сопло-заслінка, зі струминною трубкою та голчастим дроселем [19].

Золотникові гідропідсилювачі. Робочим елементом гідропідсилювачів цього типу є циліндричний золотник із кільцевими проточками і поясками (золотниковий розподільник який переміщується в осьовому напрямі у втулці, що має вікна для підводу і відводу рідини.

Основна перевага золотникових розподільників полягає в тому, що вони максимально врівноважені від статичних сил тиску рідини і за відповідні конструктивного виконання мають відносно малі сили тертя, менш чутливі до забруднення рідини, прості у виготовленні.

Регулюючим елементом золотникового розподільника є дроселююча щілина, створена кромками поясків золотника і розточок у корпусі. В машинобудуванні застосовуються розподільники з позитивним (рис. 14.2а), нульовим (рис. 14.2б) і негативним (рис. 14.2в) перекриттям. У разі позитиви перекриття поясок золотника перекриває проточку з кожного боку на величину $c = \frac{(a-b)}{2}$, негативного – на величину $c = \frac{(b-a)}{2}$. Варіант з нульовим ($a = b$) перекриттям є теоретичним, оскільки реальні розподільники через допуски мають або позитивне, або негативне перекриття.

Фіксовану зупинку робочого органу може забезпечити тільки розподільник із позитивним перекриттям, за негативного перекриття неможливо без додаткових пристроїв встановити золотник точно в нейтральне положення, за якого спостерігається рівність тисків у порожнинах гідродвигуна ($p_1 = p_2$). Величина зони нечутливості, в межах якої зміна керуючого сигналу не викликає реакції (руху) навантаженого виконавчого гідродвигуна (виходу), є важливою характеристикою гідравлічного слідкуючого привода.

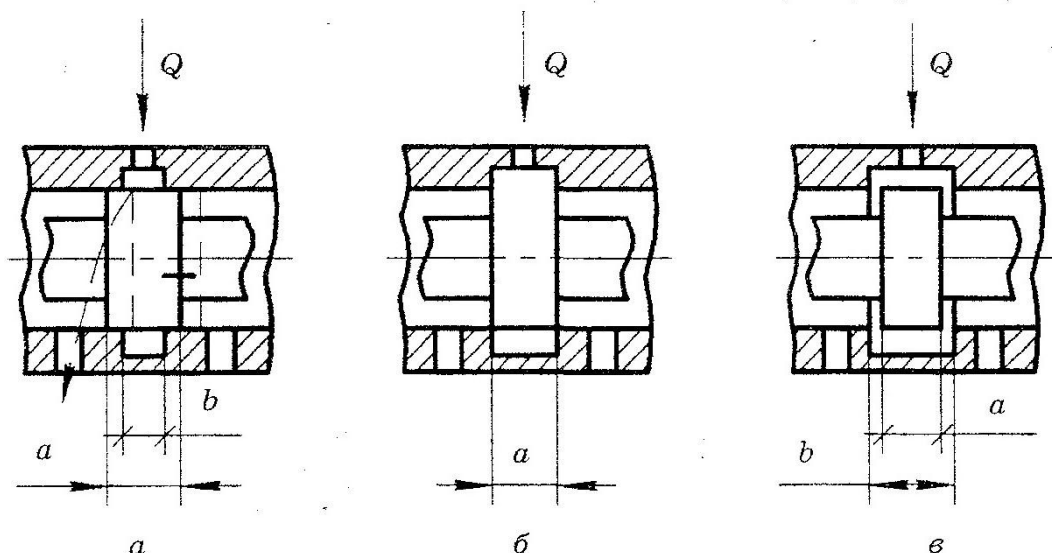


Рис. 14.2. Золотниковий розподільник з перекриттям робочих щілин: *a* – негативним; *б* – нульовим; *в* – позитивним

Величина зони нечутливості для розподільників з позитивним перекриттям залежить перш за все від величини перекриття проточок $c = \frac{(a-b)}{2}$ і тому значно більша, ніж за негативного перекриття. Крім того, розподільники з позитивним перекриттям мають більш жорстку регульовальну характеристику, оскільки відкриття дроселюючої щілини відбувається у разі збільшення швидкості переміщення золотника, а розподільники з негативним перекриттям – більш м'яку регульовальну характеристику, оскільки відкриття починається з нульової швидкості переміщення золотника. Ця обставина зумовлює більш широке застосування розподільників з негативним перекриттям в автоматичних (слідкуючих) гідравлічних приводах. До недоліків розподільників з негативним перекриттям належить нижчий коефіцієнт корисної дії (ККД) унаслідок втрати рідини, що витікає через проточки на злив за середнього і близьких до нього положень золотника.

Розглянемо більш детально конструктивне виконання типових золотникових гідророзподільників, які набули найбільшого поширення у системах автоматичного керування.

Конструктивна реалізація керуючої гідроапаратури. Гідравлічна керуюча апаратура реалізується на базі регульованих дроселів різного виду. Найбільш

поширеними є керуючі гідроапарати з дроселями золотникового типу. Регульовані дроселі золотникового типу поділяються на циліндричні та плоскі. Циліндричні золотникові дроселі мають поступальне або обертальне переміщення золотника. Під час поступального переміщення золотника дроселювання робочої рідини здійснюється в щілині між отвором чи проточною гільзою і краєм циліндричного золотника (рис. 14.3а).

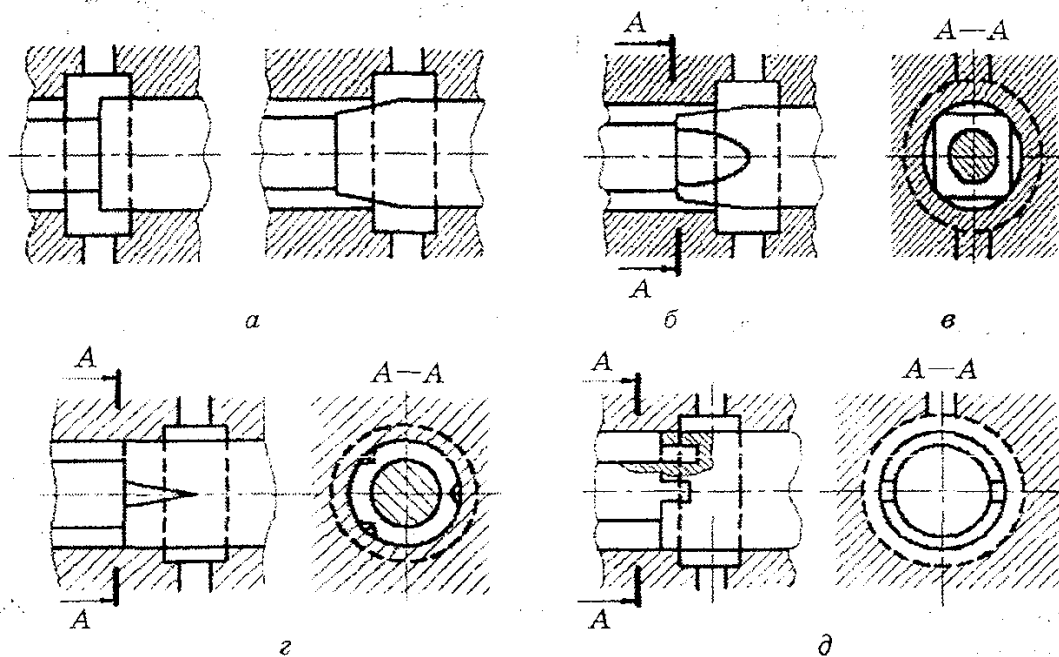


Рис. 14.3. Варіанти реалізації золотникових регульованих дроселів при поступальному переміщенні золотника

З метою зміни характеристик дроселя застосовують різну конфігурацію дросельних отворів. Конічна ділянка золотника (рис. 14.3б) дає змогу змінити його коефіцієнт підсилення. Аналогічний ефект дають лиски (рис. 14.3в), пази (рис. 14.3г) чи прорізи на поверхні золотника (рис. 14.3д). Відповідно пази чи прорізи можуть бути виконані в гільзі.

Характеристики дроселя іноді регулюються шляхом вибору форми і розташування отвору в гільзі. При цьому золотник має циліндричну частину з гострим краєм, яка перекриває отвір в гільзі, утворюючи дросельну щілину. Форма отвору в гільзі може бути різною (рис. 14.4).

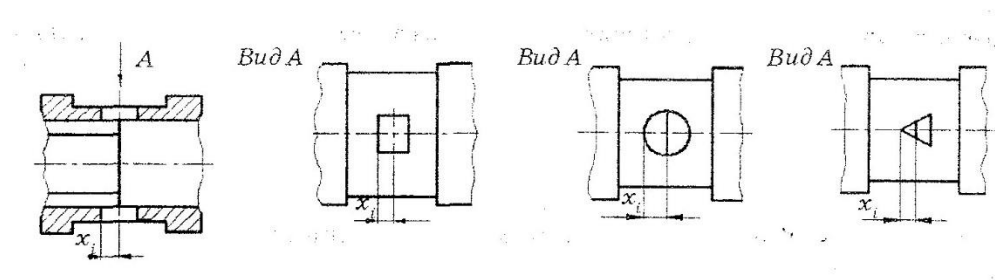


Рис. 14.4. Схеми золотникових регульованих дроселів з отворами різної форми в гільзі

Золотникові регульовані дроселі часто комбінуються шляхом поєднання отворів у гільзі з пазами чи отворами на поверхні золотника. Переміщення золотника при цьому може бути як поступальним, так і обертальним. При поступальному переміщенні золотника, як правило, задіяні два або чотири золотникові дроселі (рис. 14.5).

Зміщення золотника в гільзі змінює площу прохідного перерізу дросельних щілин і забезпечує регулювання потоків рідини.

Наприклад, за зміщення золотника вправо рідина під тиском із гідролінії Π дроселюється через дросельну щілину, і в порожнину P_1 потрапляє потік рідини Q_3 . Цей потік частково проходить в гідролінію навантаження Π_1 , а частково потрапляє у зливну гідролінію C через частково закриту дросельну щілину з витратою Q_4 .

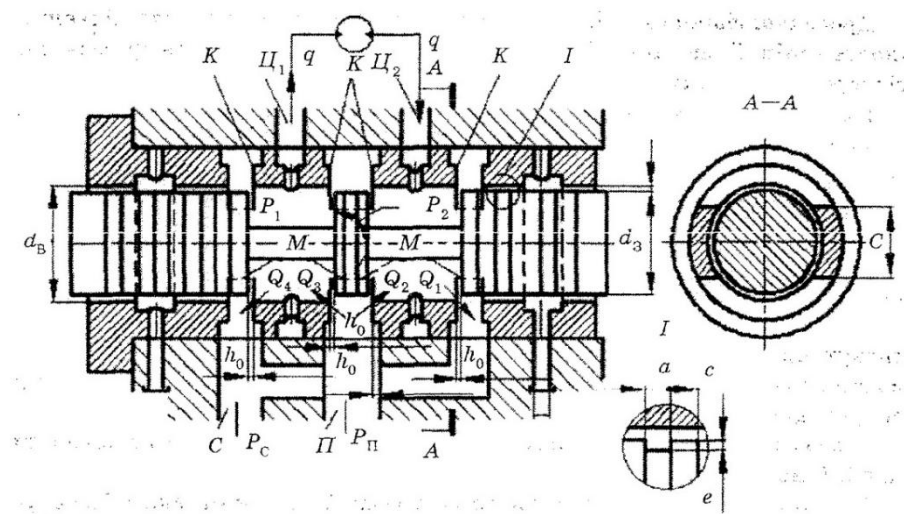


Рис. 14.5. Конструктивна реалізація дросельного гідророзподільника з круглим золотником, який зміщується поступально

Потік рідини в гідролінії навантаження з витратою D проходить через вихідний пристрій (на рисунку гідромотор), а потрапляє в порожнину P , гідророзподільника. В цю порожнину також потрапляє деякий невеликий потік рідини Q_2 із напірної гідролінії Π через частково закриту дросельну щілину. Два потоки q і Q_2 об'єднуються в потік Q_1 і потрапляють через відкриту дросельну щілину в зливну гідролінію.

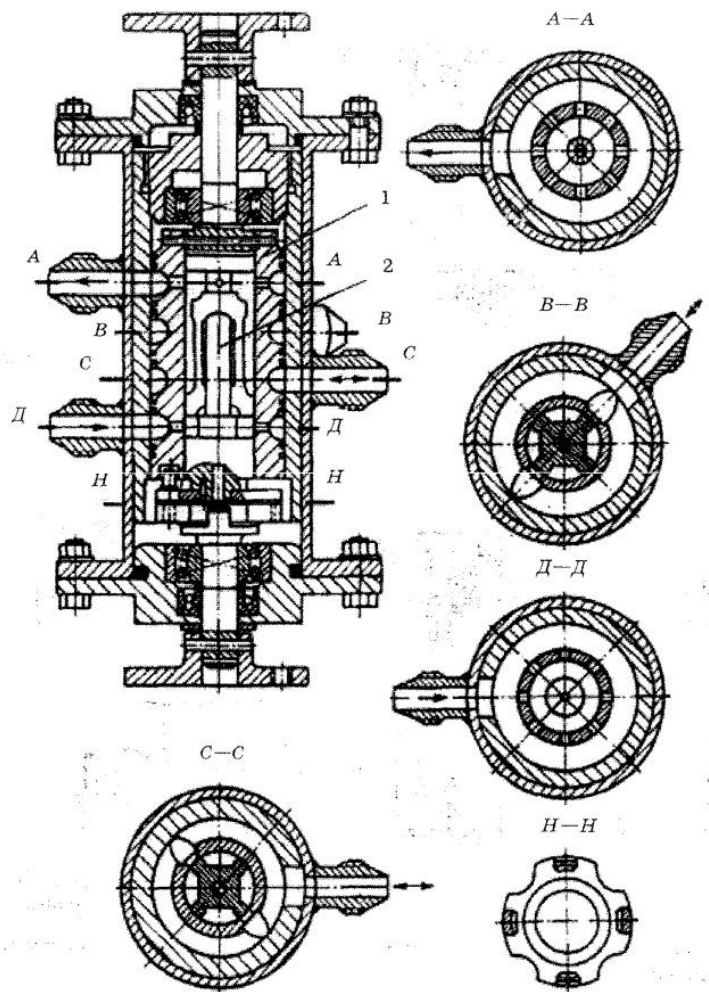


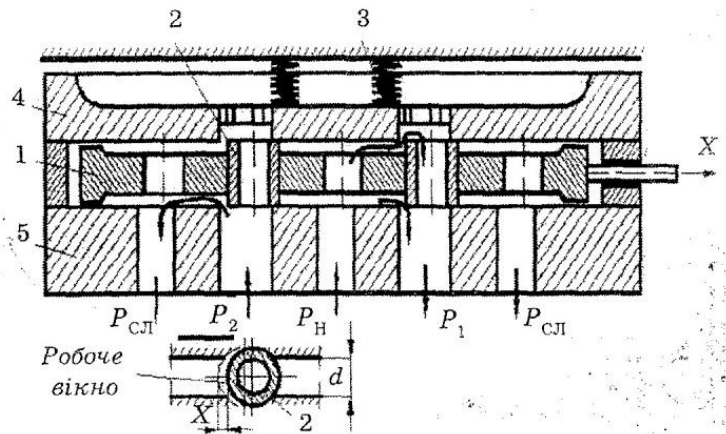
Рис. 14.6. Конструктивна схема дроселюючого гідророзподільника поворотним циліндричним золотником відносно гільзи

Керуючі дросельні розподільники часто реалізуються на базі поворотного золотника. Конструктивна схема керуючого гідророзподільника із поворотним золотником наведена на рис. 14.6.

Дроселюючий гідророзподільник має поворотний золотник 1, розміщений в поворотній гільзі 2. Дросельні щілини утворюються у процесі взаємодії поверхонь виступів золотника і отворів гільзи. Золотник і гільза обертаються незалежно. При цьому реалізується можливість введення зворотного зв'язку, який стабілізує положення золотника відносно гільзи [19].

Дросельні

гідророзподільники із плоским золотником та розподільники інших типів. У системах гідропривода широко застосовуються дроселюючі гідророзподільники із плоским золотником (рис. 14.7).



Плоский золотник має отвори 1, які перекриваються торцями заглушок 2, встановленими в пружному підвісі. Пружний підвіс забезпечується плоскими пружинами 2 з метою забезпечення лінійності характеристик.

Конструктивно дроселюючі гідророзподільники виконують по-різному. Застосовуються пристрої з самоцентруванням золотників (рис. 14.8).

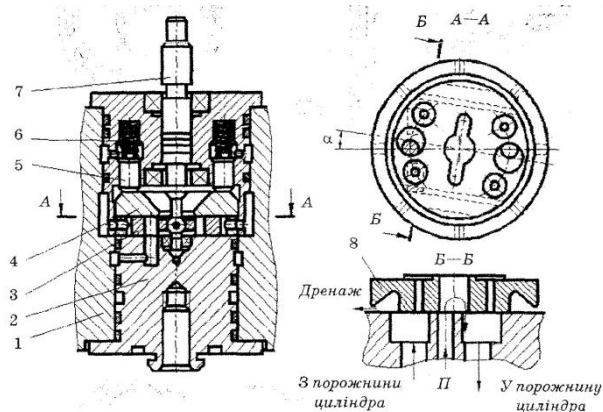


Рис. 14.8. Конструктивна схема гідророзподільника із самоцентруючим плоским золотником

Гідророзподільник має корпус 1 закритий кришкою 2, в якій виконані канали підводу і відводу рідини. З торцем кришки взаємодіє плоский золотник 3. Він притискається до кришки кільцем 4, на яке діють штоки 5, притиснуті

пружинами 6. Золотник повертається валом 7 на кут α . На золотнику виконані виступи 8, які використовують для зниження гідродинамічних сил, що діють на золотник.

Застосовують також пристрої, в яких плоский золотник має пружині підвіс (рис. 14.9).

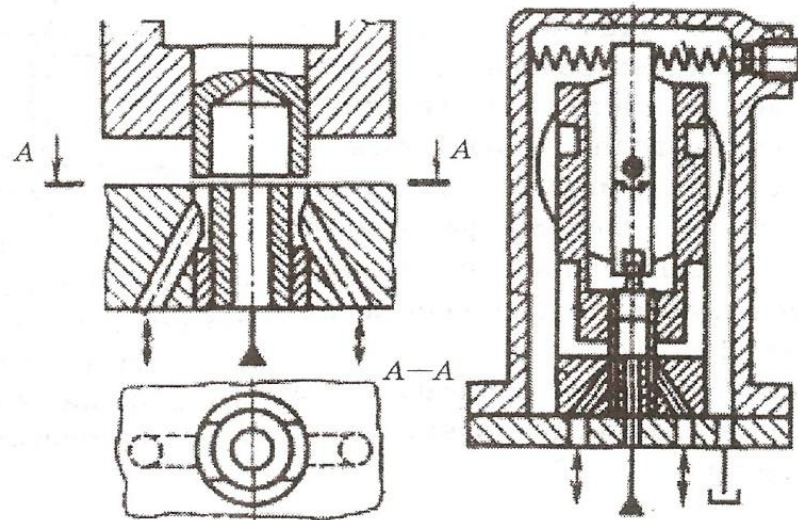


Рис. 14.9. Конструктивна схема дроселюючого гідророзподільника з плоским золотником, розміщеним на пружному підвісі

Пружний підвіс виконано у вигляді фасонної пружини, яка забезпечує плоскопаралельний рух золотника (рис. 14.10).

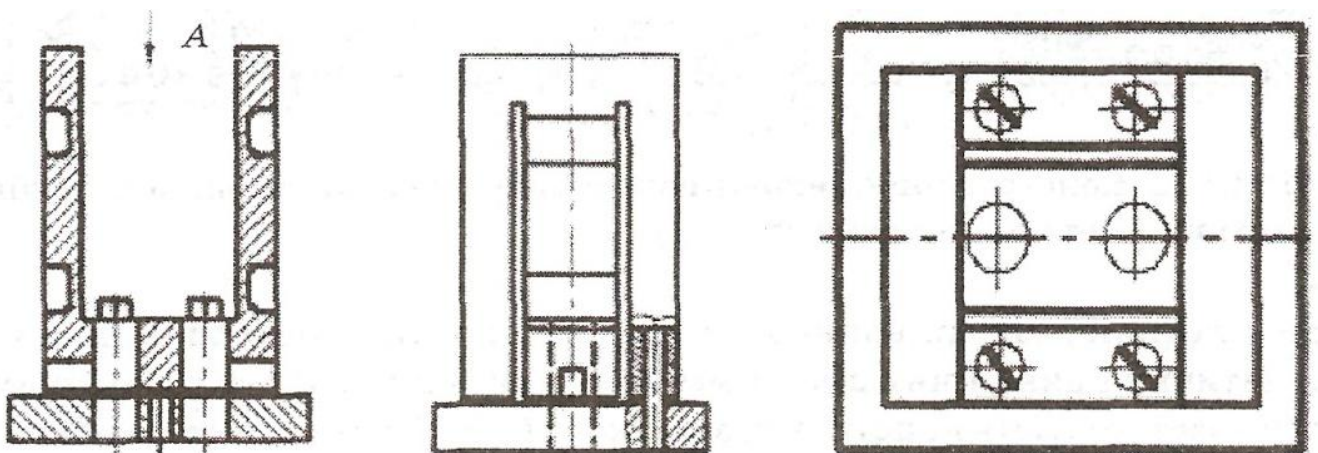


Рис. 14.10. Схема пружного підвісу плоского золотника

Розподільники із плоским золотником (рис. 14.7) мають низку переваг високу надійність роботи, низькі сили тертя.

ТЕМА 15

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ПНЕВМАТИЧНИХ ПРИВОДІВ. ЕЛЕМЕНТИ ПНЕВМОАПАРАТУРИ

Пневматичними називають пристрої, приводи, системи, в яких енергоносієм є повітря. Залежно від виду енергії, що використовується, їх поділяють на динамічні (кінетичні) і об'ємні (потенційні). Об'ємні пневматичні приводи широко застосовуються при механізації та автоматизації виробничих процесів у машинобудуванні [20].

Об'ємний пневматичний привод – це сукупність елементів і пристроїв, за допомогою яких потенційна енергія стиснутого повітря перетворюється на механічну роботу, що виконує пневмодвигун.

У пневмоприводі з циліндропоршневим двигуном зворотно-поступальної дії (рис. 15.1) стиснуте повітря від джерела живлення 1 (це може бути пневмомагістраль чи індивідуальний компресор) підводиться на вхід пневморозподільника 6. Потік повітря, проходячи через фільтр-вологовідділювач 2, очищується від механічних частинок (пил, бруд, продукти корозії) і конденсату з водяної пари. За допомогою редукційного клапана 3 регулюється і підтримується на належному рівні робочий тиск повітря, який контролюється манометром 4. Маслорозпилювач 5 насичує повітряний потік дрібними крапельками масла, чим забезпечує змащення робочих поверхонь рухомих елементів пневмопривода. Пневмоапарати 2, 3 і 5 у сукупності називають системою приладів підготовки стиснутого повітря.

Двопозиційний пневморозподільник 6 з ручним керуванням у кожній із позицій встановлює напрямок руху поршня пневмоциліндра. У положенні на схемі вхід розподільника з'єднується з штоковою камерою 8 пневмоциліндра, а вихід в атмосферу 9 – з поршневою камерою

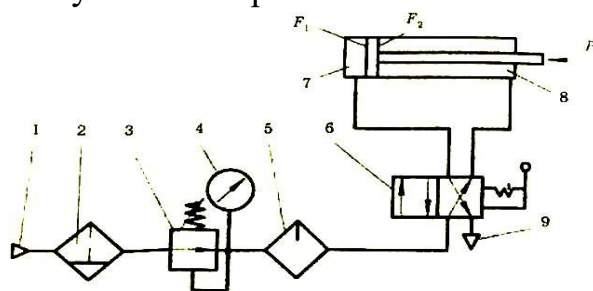


Рис. 15.1. Схема
пневматичного привода
зворотно-поступальної дії

7, що відповідає напрямку руху поршня вліво. Через те, що поршень вже займає крайнє ліве положення, ніякого руху не буде. При переключенні розподільника камери поміняються ролями: стиснуте повітря буде підводитись у камеру 7, тиск в якій у міру її наповнення зростатиме, а камера 8 з'єднається через канал розподільника з виходом в атмосферу і тиск у ній поступово знижуватиметься. Коли сила тиску, діючи на поверхню поршня стане достатньою, щоб подолати навантаження P (сила протидії руху) і силу тиску, що діє на поверхню F_2 у камері 8, поршень почне рухатися праворуч. Швидкість руху залежить від маси рухомих частин привода, габаритів пневмоциліндра, величини та стабільності його навантаження, інтенсивності підводу повітря в робочу камеру та випуску його з камери вихлопу. Інтенсивність підводу і випуску залежить від пропускної здатності відповідних пневмоліній. Якщо положення розподільника не змінювати, то поршень зробить повний хід і зупиниться у крайній правій позиції. При зворотному переключенні розподільника поршень повернеться у вихідну позицію.

На практиці часто керування роботою пневмопривода автоматизується, тобто зміна положень розподільників, що керують роботою пневмоциліндрів, проводиться у певному порядку і автоматично. Розподільники у таких випадках повинні мати відповідне керування, тобто переключатися за допомогою пневматичних або електричних сигналів системи автоматичного керування, яка складається, як правило, з набору з'єднаних між собою логічних елементів і пристроїв, що контролюють роботу пневмоциліндрів або інших пневмодвигунів.

Таким чином, структуру пневматичного привода становлять пневмодвигуни, розподільники, апаратура керування, прилади підготовки повітря і система трубопроводів. Крім того, до неї можуть входити регулююча і контрольно-вимірювальна апаратура, прилади захисту і блокування, різні допоміжні пристрої.

Класифікація пневмодвигунів. Пневматичний двигун є головною ланкою у структурі пневмопривода. Від типу двигуна, його конструктивних розмірів і потрібних динамічних характеристик залежить вибір схеми керування, типаж

апаратури регулювання та керування, габарити та пропускна здатність пневмоліній і пневмоапаратів.

Ознаки, за якими класифікують об'ємні пневмодвигуни, встановлені ДСТУ 4414:2018. Залежно від характеру руху вихідної ланки пневмодвигуни поділяються на три групи: 1) двигуни лінійні зворотно-поступальної дії; 2) двигуни поворотної дії; 3) пневмомотори.

До першої групи належать поршневі, плунжерні, мембранні та сильфонні пневмоциліндри з прямолінійним зворотно-поступальним рухом вихідного штоку. Вони можуть бути одно- та двосторонньої дії, дво- та багатопозиційними, одноступеневими та телескопічними.

У пневмоциліндрах односторонньої дії рухомий елемент (поршень, плунжер, опорний диск мембрани) переміщується під дією тиску повітря тільки в одному напрямку. Зворотний хід виконується за рахунок дії пружини, сили тяжіння (при вертикальному напрямку руху) або за допомогою іншого привода. У пневмоциліндрах двосторонньої дії рухомий елемент переміщується під тиском повітря як у прямому, так і у зворотному напрямках.

Більшість пневмодвигунів першої групи мають одноступеневу конструкцію з двома фіксованими позиціями рухомого елемента. При обмежених розмірах привода по довжині і потребі в значній величині ходу використовують спеціальні багатоступеневі телескопічні конструкції циліндрів. Якщо потрібно забезпечити фіксовану зупинку рухомого елемента привода в кількох позиціях діапазону його робочого ходу, використовують спеціальні багатопозиційні конструкції.

До другої групи належать поворотні пневмодвигуни зі зворотно-поступальним круговим рухом вихідної ланки – поворотного вала, який має обмежений кут повороту. Залежно від конструкції ці пневмодвигуни можуть бути шибєрними або поршневими, плунжерними, мембранними в поєднанні з різними передачами (важельними, зубчасто-рейковими та ін.).

Третю групу становлять пневмодвигуни з обертальним рухом вихідного вала — пневмомотори. Практичного застосування набули пластинчаті, шестеренні та поршневі пневмомотори.

Застосуванню пневматичних приводів у техніці сприяє низка їх позитивних якостей:

- можливість живлення від централізованої мережі стиснутого повітря при відносній простоті транспортування цього виду енергії на значну відстань;
- високі швидкості спрацьовування пневматичних пристроїв;
- безпека роботи в пожежо- та вибухонебезпечних умовах;
- без застосування будь-яких допоміжних засобів захисту;
- можливість нормальної роботи в широкому діапазоні температур, в умовах забрудненості навколишнього середовища, при вібраціях, радіації тощо;
- простота конструкцій і висока надійність пневматичних пристроїв і апаратів;
- легкий догляд та обслуговування;
- відносна дешевизна і швидке відшкодування затрат.

У той же час пневмоприводи мають значні недоліки, які суттєво звужують сферу їх ефективного використання:

- відносно висока вартість енергії стиснутого повітря;
- неможливість забезпечення заданого закону руху вихідної ланки пневмодвигуна без використання спеціальних пристроїв або конструкцій;
- нестабільність швидкості руху вихідної ланки особливо при змінних навантаженнях привода;
- погані умови змащення тертьових поверхонь рухомих елементів пневматичних пристроїв;
- низький коефіцієнт корисної дії пневмоприводів;
- необхідність захисту елементів привода від корозії.

Роль і місце пневмоприводів при механізації та автоматизації технологічних процесів. Пневмоприводи широко використовуються для механізації та автоматизації технологічних процесів у різних галузях

виробництва. Основна сфера їх застосування машинобудування, гірничодобувна та металургійна промисловість. У машинобудуванні пневмоприводи особливо поширені у металообробці (металорізальні верстати і машини обробки тиском та їх технологічне обладнання), ливарному виробництві, деревообробних верстатах, обладнанні механоскладальних цехів, промислових роботах, машинах та апаратах хімічного виробництва, будівельно-дорожніх, поліграфічних і текстильних машинах тощо.

Між пневматичними та гідравлічними об'ємними приводами існують аналогії. Крім подібності за структурою, функціями, принципом дії та конструкцією елементів, обидва види приводів часто використовуються для виконання подібних технологічних операцій, конкуруючи між собою та доповнюючи один одного. Принципово відрізняються своїми властивостями тільки робочі середовища, що використовуються для передачі енергії. Для пневмоприводів – це повітря з малою в'язкістю і дуже широким діапазоном зміни об'єму при зміні тиску. Для гідравлічних приводів – це рідина, що має значну в'язкість і практично незмінний об'єм, який мало залежить від зміни тиску. Відмінність властивостей робочих середовищ позначається на динамічних характеристиках двигунів.

На відміну від гідравлічних аналогів, пневмодвигуни зі зворотно-поступальним рухом вихідної ланки – пневмоциліндри – мають майже дискретний характер роботи: незначний час руху при високих і нестабільних швидкостях, два крайніх механічно фіксованих положення поршня в пневмоциліндрі. Внаслідок пружності робочого середовища поршень не можна зупинити в певному положенні, якщо навіть повністю перекрити пневмолінії підводу і вихлопу. Дискретним характером роботи пневмоциліндрів зумовлене їхнє використання для автоматизації таких операцій, що не потребують вивіреного закону руху та допускають нестабільність швидкості рухомих елементів. Наприклад, для металообробки – це операції закріплення заготовок, пристосувань та інструментів, завантаження-розвантаження, транспортування у фіксовану позицію, підіймання, орієнтації, повороту, фіксації тощо.

Незважаючи на майже релейний характер спрацьовування пневмоциліндрів, раціональним вибором їх конструктивних розмірів та застосуванням відповідних регулюючих пристроїв можна активно впливати на їх динаміку, домагаючись потрібних експлуатаційних характеристик. Наприклад, за допомогою дросельного регулювання швидкості можна змінювати в широкому діапазоні час руху поршня, впливати на величини діючих прискорень, не тільки регулювати швидкість поршня, але й сприяти в тій чи іншій мірі її стабільності під час руху. Застосування гальмівних пристроїв дає змогу при високих швидкостях руху на основній ділянці робочого ходу пневмоциліндра уникнути ударів у кінці руху при зупинці поршня на механічному упорі. Все це збагачує функціональні можливості пневмоприводів і сприяє ширшому їхньому використанню.

Успішно почали застосовуватись пневмоприводи в робототехніці. У роботах першого покоління, які виконували прості транспортні операції, близько 70 % приводів були пневматичними. Однак у процесі подальшого розвитку робототехніки, в міру ускладнення функцій, які виконують промислові роботи, пневмоприводи стали витіснятись електромеханічними та гідравлічними приводами внаслідок труднощів із забезпеченням позиційного та контурного керування робочими органами роботів. Розробка нових конструкцій багатоіюзиційних пневмоприводів (крокових, цифрових, слідкуючих) дає підставу розраховувати на їхню конкурентоспроможність у цій перспективній галузі техніки.

Пневмоприводи з двигунами поворотної дії (друга група) застосовуються значно рідше, ніж звичайні пневмоциліндри, однак дуже поширені в робототехніці (механізми повороту, коливання і ротації маніпуляторів промислових роботів та автооператорів). Як було вже сказано, в конструкціях таких двигунів часто використовуються і пневмоциліндри в поєднанні з різними механічними передачами, що забезпечують перетворенню поступального руху в обертальний.

Робота пневмодвигунів обертальної дії (пневмомоторів) і пневмоприводів ударної дії пов'язана зі значними витратами енергії стиснутого повітря. Зважаючи на відносно високу вартість цієї енергії, такі приводи використовуються в основному в ручних інструментах невеликої потужності (свердлильні, шліфувальні та різьбонарізні машини, гвинтоверти та гайковерти, клепальні, відбійні молотки, трамбівки тощо). Більш потужні приводи цих типів використовуються у гірничій справі, що зумовлено головним чином міркуваннями техніки безпеки.

Елементи пневмоапаратури. Для забезпечення надійної і тривалої роботи пневматичних приводів повітря живлення повинно бути старанно очищене від конденсату водяної пари та механічних домішок, які потрапляють у пневмомагістраль із навколишнього середовища через компресори. Крім того, необхідно забезпечити потрібний стабільний рівень тиску повітря, а також насичення повітряного потоку дрібними краплями масла для змащення поверхонь тертя пневмодвигунів та інших елементів пневмоприводів. Ці функції виконує група апаратів системи підготовки повітря. До неї належать (рис. 15.1) фільтр-вологівідділювач, редукційний клапан і маслорозпилювач. Саме в такій послідовності вони розміщуються на лінії підводу стиснутого повітря.

У фільтрі-вологівідділювачі В41-1 (рис. 15.2) стиснуте повітря підводиться до вхідного отвору 2 корпусу і, обтікаючи гвинтові лопатки направляючого апарату 1, створює вихровий обертний потік у стакані 4. Частки водяної пари і дрібні краплі масла, зважені з потоці, дією відцентрової сили відкидаються до стінок стакану, при ударі конденсуються, збираються в краплі і стікають по стінках вниз у зону, захищену від вихрового руху від бивачем 6. Повітряний потік проходить через металокерамічний фільтр 5, де відфільтровуються механічні частки з розмірами більш ніж 0,05 мм, і направляється до вихідного отвору 3.

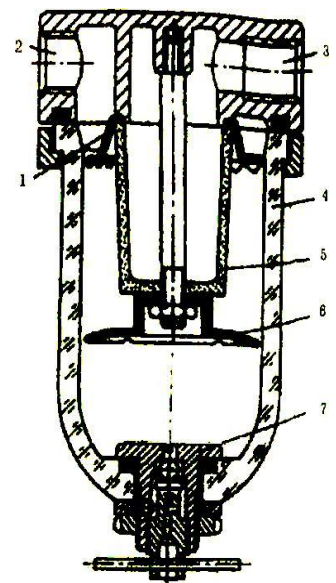


Рис. 15.2. Фільтр-вологівідділювач В41-1

Конденсат, що збирається в нижній частині стакана, періодично випускають, відкриваючи шариковий клапан 7. Якщо випуск проводиться за наявності тиску повітря в апараті, то потоком повітря через клапан 7 виноситься не тільки конденсат, але і механічні частки, затримані фільтром, тобто проходить очищення фільтра 5. Стакан 4 виготовляється прозорим, що дає змогу контролювати наявність конденсату і своєчасно його випускати. Середній коефіцієнт вологовідділення становить 86 %. Монтується апарат безпосередньо на повітропроводі у вертикальному положенні.

Тиск повітря регулюється редукційним клапаном. Потреба в регулюванні викликає на значними змінами тиску в пневмомагістралях промислових підприємств з великою кількістю споживачів. При проектуванні пневмоприводів виходять з мінімального наявного тиску в пневмомагістралі, який приймають за розрахунковий. Редукційний клапан настраюється на цей рівень тиску і забезпечує його стабільність.

Рівень тиску на виході 9 редукційного клапана В57-1 (рис. 15.3) встановлюється регулюванням сили стиснення пружини 5 за допомогою гвинта 6. Пружина прогинає мембрану 4 і через шток 3 відводить від сідла запірно-регулюючий елемент 1, відкриваючи прохід для потоку повітря, що підводиться із пневмомагістралі на вхід 2 редукційного клапана. Вихідний канал клапана через отвір 8 з'єднано з камерою 7 зворотного зв'язку.

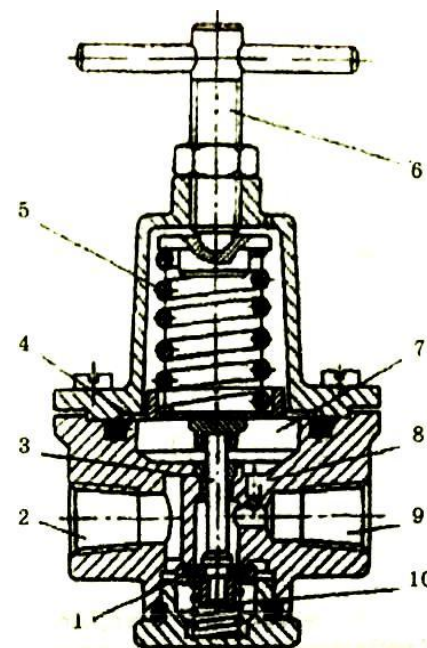


Рис. 15.3. Редукційний клапан В57-1

Зі зростанням тиску повітря на виході збільшується тиск у цій камері. Діючи на поверхню мембрани, він створює силу, направлену проти зусилля пружини 5. При цьому прогин мембрани зменшується, і запірно-регулюючий елемент 1, наближаючись до сідла під дією пружини 10, обмежує прохід для повітряного потоку. Кожній даній витраті стиснутого повітря через клапан відповідає певна величина проходу. Якщо витрати повітря немає, елемент 1 повністю перекриває прохід.

Стабільність тиску на виході пневмоклапана забезпечується тим, що вхідний отвір 8 камери зворотного зв'язку розташований у звуженні вихідного каналу, в якому зі збільшенням витрати повітря мають місце значне зростання швидкості потоку і місцеве падіння тиску. Зменшення тиску у камері 7 викликає додаткове відкриття проходу і більш інтенсивну подачу повітря.

Третій апарат системи підготовки повітря – маслорозпилювач В44-2 (рис. 15.4) з дворазовим розпиленням мастильного матеріалу. Він виконує свої функції тільки під час руху повітряного потоку, який підводиться на вхід 5 апарата і забирається споживачем з

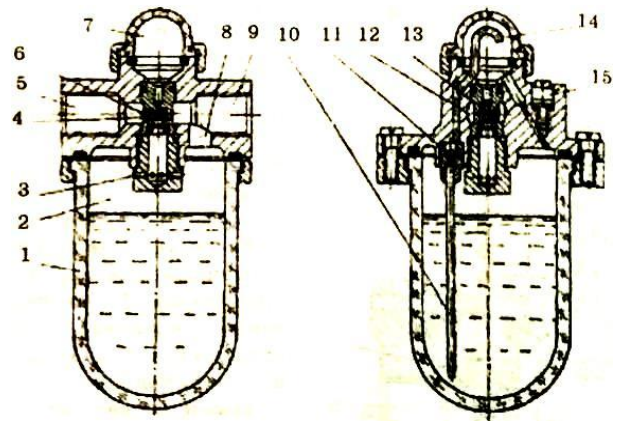


Рис. 15.4.

Маслорозпилювач В44-2

виходу 9. Якщо витрати немає, в усіх внутрішніх порожнинах апарата встановлюється однаковий тиск. З появою течії повітря в маслорозпилювачі створюються два потоки. Основний потік протікає від входу 5 через вікна 12 безпосередньо на вихід 9, а допоміжний – через отвір 6, кільцевий прохід 4 і канали 3 проходить у камеру 2 і далі крізь отвір 8 з'єднується з основним потоком завдяки його відсмоктувальній 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 мінеральне масло, залите в прозорий стакан 1, піднімається по трубці 10, проходить через зворотний клапан 11 і з виходу трубки 14 краплями падає на конусну поверхню камери 7. Частота падіння масляних крапель регулюється дроселем 15, встановленим на лінії зв'язку між камерами 2 і 7. Камера 2 є проточною і рівень тиску в ній залежить від притоку повітря через дросель та інтенсивності його відсмоктування через сопло 13, яка залежить від витрати повітря через маслорозпилювач. Отже, прикриваючи дросель 15, зменшують тиск у камері 7 і посилюють подачу масла. При постійній настройці дроселя частота краплепадіння змінюється лише разом з витратою повітря.

Краплі масла через сопло 13 вносяться у допоміжний потік, де проходить їхнє первинне розпилення. У камері 2 недостатньо розпилені часточки осідають на поверхню масла, а більш дрібні вносяться допоміжним потоком в основний і розпилюються додатково, тому апарат і називається маслорозпилювачем двократної дії.

Якщо витрата повітря через маслорозпилювач припиняється і тиск у камерах вирівнюється, зворотний клапан 11 перешкоджає зниженню рівня масла в трубках 10 і 14 з тим, щоб при відновленні витрати повітря зразу ж починалось краплепадіння і розпилення.

Маслорозпилювач монтується безпосередньо на повітропроводі у вертикальному положенні. Рекомендується ставити його якомога ближче до об'єктів змащення. Слід враховувати, що будь-які місцеві опори, через які проходить потік із розпиленням маслом, зменшують ефективність роботи маслорозпилювача через часткову конденсацію масла. Як мастильний матеріал для пневмоприводів, використовується очищене мінеральне масло з в'язкістю $(0,2...0,3) - 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$.

Направляюча (розподільна) апаратура. Пневморозподільники використовуються з метою зміни напрямку, пуску чи зупинки повітряних потоків у приєднаних до них пневмолініях. Залежно від конструкції розподільного елемента вони можуть бути золотниковими (з плоским або циліндричним золотником) і клапанними. За способом дії на розподільний елемент при переключенні розрізняють такі види керування пневморозподільниками: ручне, механічне, пневматичне, електричне і електропневматичне.

Керування може бути одно- та двостороннім. У першому випадку розподільний елемент переключається в один бік під дією зовнішньої сили, що виникає при подачі сигналу керування, а зворотне його переключення виконується механічною чи пневматичною пружиною одразу після відміни сигналу керування. У другому випадку як пряме, так і зворотне автоматичне переключення розподільного елемента виконується зовнішніми силами при

подачі відповідних сигналів.

Залежно від кількості фіксованих положень розподільного елемента розрізняють двопозиційні і трипозиційні пневморозподільники. У більшості випадків у пневмоприводах використовуються двопозиційні розподільники, що відповідає дискретному характеру роботи пневмодвигунів та інших пневматичних пристроїв.

Кількість приєднаних до розподільників зовнішніх ліній визначає їх лінійність. Слід мати на увазі, що виходи в атмосферу також розглядаються як зовнішні лінії. У пневмоприводах найбільш часто використовуються три- і чотирилінійні розподільники, рідше – дво- і п'ятилінійні.

Умовні зображення пневморозподільників на схемах (рис. 15.5) відображають число позицій розподільного елемента, лінійність, зв'язки між зовнішніми лініями в кожній позиції і вид керування. Кількість позицій розподільного елемента визначається числом квадратів в умовному зображенні. Зовнішні лінії показуються приєднаними до тієї позиції розподільника, яку він займає у вихідному положенні, коли відсутні сигнали керування.

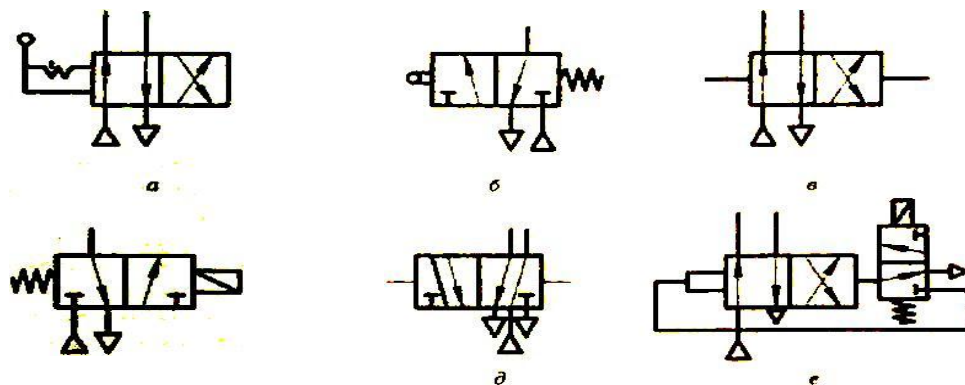


Рис. 15.5. Умовні зображення пневморозподільників з керуванням: а – ручним; б – механічним; в, д – двостороннім пневматичним; і – одностороннім електричним; е – одностороннім електропневматичним

У пневморозподільнику В63-1 з двостороннім пневмокеруванням (рис. 15.6) розподільним елементом є плоский золотник 6. Він притискується до

дзеркала плити 1 пружиною 6 і тиском повітря, що підводиться через вхідний канал 12 в порожнину 7 корпусу 2. У плиті розміщені також вихідні канали розподільника 13 і 14 та канал 11 зв'язку з атмосферою. Кожен із цих каналів має вихід на дзеркало плити у вигляді двох отворів. У положенні на рисунку вихід 13 через камеру плоского золотника з'єднаний з атмосферним каналом 11, а вихід 14 – з підводом повітря живлення. Якщо золотник змістити ліворуч у другу позицію, вихід 14 через його камеру з'єднається з атмосферою, а вихід 13 – з підводом живлення через порожнину 7 корпусу.

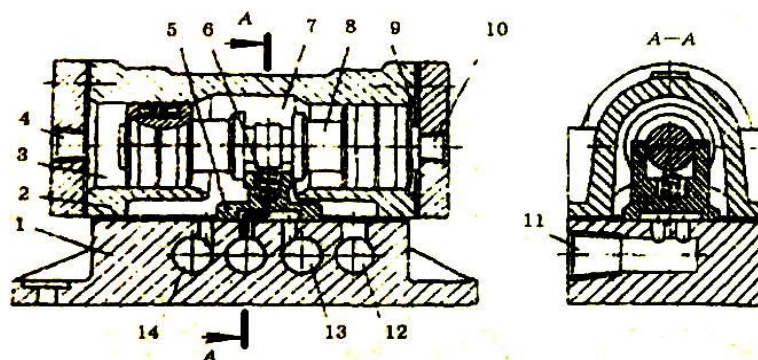


Рис. 15.6. Пневморозподільник В63-1

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 у кришках, до яких приєднуються відповідні пневмолінії. Умовне зображення пневморозподільника В63-1 показано на рис. 15.5в.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Гідропневмоавтоматика: конспект лекцій для здобувачів першого (бакалаврського) рівня освітньо-професійної програми «Металорізальні верстати та системи» галузь знань 13 Механічна інженерія спеціальності 131 Прикладна механіка денної та заочної форм навчання / уклад. Н.М. Гулієва. Луцьк: Луцький НТУ, 2021. 100 с.
2. Гідропневмоавтоматика: методичні вказівки до лабораторних занять для здобувачів першого (бакалаврського) рівня освітньо-професійної програми «Металорізальні верстати та системи» галузь знань 13 Механічна інженерія спеціальності 131 Прикладна механіка денної та заочної форм навчання / уклад. Н.М. Гулієва. Луцьк: Луцький НТУ, 2019. 60 с.
3. Гідравліка: методичні вказівки до практичних занять для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти освітньо-професійної програми «Прикладна механіка» галузь знань 13 Механічна інженерія спеціальності 131 Прикладна механіка денної та заочної форм навчання / уклад. Н.М. Гулієва. Луцьк: Луцький НТУ, 2020. 62 с.
4. Гідравліка, гідро- та пневмопривід: методичні видання до самостійної роботи для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти галузі знань 13 Механічна інженерія ОП «Прикладна механіка» спеціальності 131 Прикладна механіка денної та заочної форм навчання / уклад. Н.М. Гулієва. Луцьк: Луцький НТУ, 2022. 92 с.
5. Іванчук Я.В., Іскович-Лотоцький Р.Д. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: навчальний посібник. Ч. 1. Основні закони, рівняння і визначення. Вінниця: ВНТУ, 2019. 183 с.
6. Гулієва Н., Пастернак В., Самчук Л. Особливості роботи гідроциліндра захватного органу. The XII International Science Conference «Advances in Technology and Science», March 16 – 19, 2021, Berlin, Germany. P. 271-272.

7. Ефективність гідроциліндрів при роботі маніпулятора крокового типу / Н.М. Гулієва, Л.М. Самчук, В.В. Пастернак // Збірник тез доповідей Міжнародної наукової інтернет-конференції «Інформаційне суспільство: технологічні, економічні та технічні аспекти становлення» (м. Тернопіль, 9 лютого 2021 р.). Випуск 55, Тернопіль, 2021. С. 11-12.
8. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : конспект лекцій / укладачі Е. В. Колісніченко, А. С. Мандрика, В. О. Панченко. Суми : Сумський державний університет, 2021. 176 с.
9. Гришко І.А., Зілінський А.І. Об'ємні гідро- пневмомашини і гідропередачі: лабораторний практикум : навчальний посібник. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. 36 с.
10. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : метод. вказ. до лаб. роб. для студ. всіх форм навчання за спец. 274 – Автомобільний транспорт / уклад. : Т. В. Руденко, Ю. В. Кулешков. Кропивницький : ЦНТУ, 2023. 50 с.
11. Гулієва Н., Пастернак В., Самчук Л. Особливості роботи гідроциліндра захватного органу. The XII International Science Conference «Advances in Technology and Science», March 16 – 19, 2021, Berlin, Germany. P. 271-272.
12. Грибок Н.О., Батюк Д.Р. Прогресивні опозитні поршневі компресори / І Всеукраїнської науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти, аспірантів та молодих вчених «Актуальні питання сталого науково-технічного та соціально-економічного розвитку регіонів України» 19-21 жовтня 2021 року, Запоріжжя, 2021. С. 199-200.
13. Батюк Д. Аналіз гідравлічних штампувальних пресів. / Тези І студентської науково-технічної конференції факультету транспорту та механічної інженерії «Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії». Луцьк: ЛНТУ. 2021. С. 9-11.
14. Гідравліка, гідро- та пневмопривід: конспект лекцій для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти галузі знань 13 Механічна інженерія ОП «Прикладна механіка» спеціальності 131 Прикладна

- механіка денної та заочної форм навчання / уклад. Н.М. Гулієва. Луцьк: Луцький НТУ, 2021. 104 с.
15. Прикладна гідроаеромеханіка і мехатроніка / Під ред. Яхна О.М. та ін. Вінниця: ВНТУ, 2019. 711 с.
16. Федорець В.А. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика. URL: <http://www.twirpx.com/file/50707/> (дата звернення: 21.06.2023)
17. Гідропневмоавтоматика
URL: http://model.oniko.ua/ua/index.php?SECTION_ID=248 (дата звернення: 21.06.2024)
18. Програмне забезпечення для гідравлічного моделювання FluidSIM 6. URL: https://www.festo.com/ua/uk/p/proghramnie-zabiezpiechiennia-dlia-ghidravlichnogho-modieliuvannia-id_PROD_DID_8148658/?page=0&documentTypeGroup=PRODUCT_INFORMATION&documentTypes= (дата звернення: 21.06.2024)
19. Базове навчання з гідравліки, базовий рівень, комплект приладів TP 501. URL: https://www.festo.com/ua/uk/p/bazovie-navchannia-z-ghidravliki-bazovii-rivien-kompliekt-priladiv-id_PROD_DID_573035/?page=0&documentTypeGroup=PRODUCT_INFORMATION&documentTypes= (дата звернення: 21.06.2024)
20. Навчальна програма з пневматики. URL: https://www.festo.com/ua/uk/c/tiekhnichna-osvita/navchal-ni-sistiemi/pnievmatika-ta-ghidravlika/navchal-na-proghrama-z-pnievmatiki-id_FDID_01_01_01/ (дата звернення: 21.06.2024)
21. Huliieva, N.M., Shulikovsky, B.V. (2023). Equipping CNC Machines with Devices for Automatic Control of Processing Accuracy. Modern vision of implementing innovations in scientific studies: collection of scientific papers «SCIENTIA» with Proceedings of the II International Scientific and Theoretical Conference, October 20, 2023. Sofia, Republic of Bulgaria: International Center of Scientific Research. P. 57–59. DOI: <https://doi.org/10.36074/scientia-20.10.2023>

22. Huliieva, N.M., Rozhanskyi, M.O. (2023). Operational advantages of digital sensors. Interdisciplinary research: scientific horizons and perspectives: collection of scientific papers «SCIENTIA» with Proceedings of the V International Scientific and Theoretical Conference, April 21, 2023. Vilnius, Republic of Lithuania: European Scientific Platform. P. 65-66. DOI: <https://doi.org/10.36074/scientia-21.04.2023>
23. Huliieva, N., Ripolovskiy, F. (2023). Analysis and Applications of Mechatronic System Sensors : Scientific review of the actual events, achievements and problems: collection of scientific papers «SCIENTIA» with Proceedings of the I International Scientific and Theoretical Conference, December 1, 2023. Berlin, Federal Republic of Germany: International Center of Scientific Research. P. 137-138. DOI 10.36074/scientia-01.12.2023
24. Гулієва Н. М., Гулієва З. Н. Використання датчиків та системи навігації в автоматизованих системах машинобудівної промисловості. IX Міжнародна науково–практична конференція «Теоретичні і експериментальні дослідження в сучасних технологіях матеріалознавства та машинобудування» IX International scientific and practical conference «Theoretical and Experimental Research in Materials Science and Mechanical Engineering» Луцьк : Вежа-Друк, 2023. С. 25–26.

Г46

Гідропневмоавтоматика Конспект лекцій для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, галузі знань 13 Механічна інженерія, ОП «Металообробне обладнання та роботизовані виробничі системи», спеціальності 131 Прикладна механіка, денної та заочної форм навчання / уклад. Н.ГУЛІЄВА – Луцьк: ЛНТУ, 2025. – 116 с.

Комп'ютерний набір

Н. ГУЛІЄВА

Редактор

Н. ГУЛІЄВА

Підп. до друку 2025р.

Формат 60x84/16. Папір офс. Гарнітура Таймс.

Ум. друк. арк. ____ . Обл.-вид. арк. ____

Тираж ____ прим. Зам. 1.

Відділ іміджу та промоції

Луцького національного технічного

університету 43018 м. Луцьк, вул.

Львівська, 75

