

Р.Д.Іскович-Лотоцький, І.В. Севост'янов

**ПРИВОДИ АВТОМАТИЗОВАНОГО  
УСТАТКУВАННЯ**

Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний технічний університет

Р.Д.Іскович-Лотоцький, І. В. Севостьянов

# ПРИВОДИ АВТОМАТИЗОВАНОГО УСТАТКУВАННЯ

Навчальний посібник

Рекомендовано Міністерством освіти та науки України  
як навчальний посібник для студентів немеханічних  
спеціальностей вищих навчальних закладів

УНІВЕРСУМ- Вінниця 2004

УДК 621.22  
І 86

Р е ц е н з е н т и:

*Ю.М.Кузнецов*, доктор технічних наук

*І.О.Сивак*, доктор технічних наук

*П.С.Берник*, доктор технічних наук

Рекомендовано до видання Міністерством освіти і науки України.  
Лист №14/18.2- 2112 від 01.12.2003 р.

**Іскович-Лотоцький Р.Д., Севостьянов І.В.**

І 86 **Приводи автоматизованого устаткування.** Навчальний посібник. –  
Вінниця: “УНІВЕРСУМ- Вінниця” 2004. – 205 с.

**ISBN 966-641-088-5**

В посібнику розглянута структура приводів автоматизованого устаткування, наведені загальні положення та розрахункові залежності для електричних, гідравлічних та пневматичних приводів, класифікація основних елементів гідро- та пневмоприводів (насосів, гідро- і пневмодвигунів, прямої та контрольно-регулювальної апаратури, допоміжних елементів) з детальним описом найбільш розповсюджених конструкцій та рівняннями для розрахунку основних конструктивних та робочих параметрів.

**УДК 621.22**

**ISBN 966-641-088-5**

© Р.Д. Іскович-Лотоцький, І.В. Севостьянов, 2004

## Зміст

Вступ .....	6
1. Структура приводів автоматизованого устаткування .....	7
2.2. Основи проектування електроприводів автоматизованого устаткування. ....	10
2.1. Вибір та розрахунок привода головного руху .....	10
2.2. Вибір та розрахунок привода подач .....	14
3. Насоси та гідродвигуни. ....	19
3.1. Класифікація і принцип дії об'ємних гідромашин. ....	19
3.2. Основні питання теорії об'ємних гідромашин. ....	22
3.3. Насоси і гідромотори поршневих типів. ....	29
3.3.1. Радіально-поршневі насоси. ....	29
3.3.2. Високомоментні гідромотори. ....	30
3.3.3. Аксиально-поршневі насоси і гідромотори. ....	31
3.4. Пластинчасті насоси і гідромотори. ....	33
3.5. Шестеренні насоси і гідромотори. ....	35
3.6. Гвинтові насоси .....	37
3.7. Системи автоматичного регулювання основних робочих параметрів насосів .....	39
3.8. Об'ємні гідروпередачі обертального руху. ....	41
3.9. Гідроциліндри. ....	43
3.10. Регулювання швидкості поршня гідроциліндра. ....	47
3.10.1. Об'ємний спосіб регулювання швидкості. ....	48
3.10.2. Дросельний спосіб регулювання швидкості. ....	50
3.11. Поворотні гідродвигуни. ....	53
4. Напрямна гідроапаратура. ....	55
4.1. Золотникові розподільники. ....	57
4.2. Плоскі розподільники. ....	59
4.3. Кранові розподільники. ....	59
4.4. Клапанні розподільники. ....	60
4.5. Зворотні клапани. ....	61
5. Контрольно-регулювальна гідроапаратура. ....	63
5.1. Клапани тиску. ....	63
5.2. Дроселі і регулятори витрат. ....	68
5.3. Гідропанелі. ....	71
6. Допоміжні елементи гідроприводів. ....	75
6.1. Пристрої для очищення робочої рідини. ....	75
6.2. Апарати і прилади для контролю тиску. ....	79
6.3. Ущільнення. ....	80
6.4. Трубопроводи. ....	84
6.5. Гідробаки. ....	86
6.6. Гідроакумулятори. ....	87
7. Програмні та слідкуючі гідроприводи .....	91
7.1. Гідравлічні підсилювачі .....	91

7.2.	Дроселюючі гідророзподільники . . . . .	97
7.3.	Гідрокопіювальні пристрої металорізальних верстатів. . . . .	100
7.4.	Електрогідравлічні слідкуючі приводи . . . . .	109
7.5.	Гідроапаратура з пропорційним керуванням. . . . .	111
7.6.	Ротаційні електрогідравлічні крокові приводи. . . . .	113
7.7.	Лінійні електрогідравлічні крокові приводи. . . . .	114
8.	Гідравлічні синхронні приводи. . . . .	117
8.1.	Синхронні гідравлічні приводи. . . . .	118
8.2.	Синфазні гідравлічні приводи. . . . .	120
9.	Гідроімпульсний привод. . . . .	121
10.	Гідравлічні вузли допоміжних верстатних механізмів. . . . .	131
10.1.	Гідроприводи затискувальних патронів. . . . .	131
10.2.	Гідроприводи поворотних механізмів. . . . .	132
10.3.	Гідроприводи ступінчастого регулювання швидкості. . . . .	133
10.4.	Гідроприводи з шляховою зміною режимів тиску. . . . .	134
11.	Гідроприводи верстатів та обладнання автоматизованих виробництв . . . . .	136
11.1.	Гідроприводи токарних верстатів. . . . .	136
11.2.	Гідроприводи шліфувальних верстатів. . . . .	138
11.3.	Гідроприводи фрезерних верстатів. . . . .	139
11.4.	Гідроприводи промислових роботів. . . . .	141
12.	Керування автоматизованими приводами в металорізальних верстатах . . . . .	143
12.1.	Основні принципи керування автоматизованими приводами технологічного обладнання . . . . .	143
12.2.	Керування автоматизованими приводами в металорізальних верстатах . . . . .	144
13.	Основи проектування гідросистем верстатів. . . . .	149
13.1.	Основні розрахункові залежності. . . . .	149
13.2.	Основні принципи проектування гідросистем . . . . .	157
14.	Загальні положення пневматики та пневмоприводів . . . . .	164
14.1.	Пневматичні приводи і їх основні елементи . . . . .	164
14.2.	Фізико-механічні характеристики повітря . . . . .	169
14.3.	Термодинамічні процеси при постійній кількості повітря . . .	172
15.	Ідеальні пневмомашини . . . . .	174
15.1.	Ідеальний компресор . . . . .	174
15.2.	Ідеальний вакуумнасос . . . . .	175
15.3.	Ідеальний пневмодвигун . . . . .	175
15.4.	Ідеальний вакуумдвигун . . . . .	176
15.5.	Вид кривих стискання і розширення . . . . .	176
15.6.	Кількість роботи ідеальних пневмомашин . . . . .	177
16.	Реальні пневмомашини. . . . .	178
16.1.	Генераторні пневмомашини. . . . .	178
16.1.1.	Класифікації і схеми генераторних пневмомашин . .	178

16.1.2. Теорія генераторних пневмомашин. . . . .	180
16.2. Пневмодвигуни. . . . .	183
16.2.1. Теорія і розрахунок пневмоциліндрів. . . . .	183
16.2.2. Теорія об'ємних пневмомоторів. . . . .	191
16.2.3. Спеціальні пневмодвигуни металорізальних верстатів, промислових роботів і маніпуляторів. . . . .	195
Література. . . . .	202

## Вступ

Навчальний посібник написаний у відповідності із навчальною програмою курсу дисципліни “Приводи автоматизованого устаткування”, що викладається у Вінницькому національному технічному університеті (ВНТУ) і за якою здійснюється підготовка бакалаврів за напрямом 0902 – “Інженерна механіка” і інженерів за спеціальностями: 7.090202 – “Технологія машинобудування” і 7.090203 – “Металорізальні верстати та системи”.

В розділі 1 посібника містяться загальні положення щодо структури приводів автоматизованого устаткування. В розділі 2 – розглядаються основи проектування електроприводів головного руху та подач верстатного обладнання. Розділи 3 – 6 присвячені класифікаціям основних елементів гідропривода (насосів і гідродвигунів, напрямної та контрольно-регулювальної гідроапаратури, допоміжних елементів), з детальним описом найбільш розповсюджених конструкцій та рівняннями для розрахунку основних конструктивних і робочих параметрів. В розділи 7 - 8 включені матеріали щодо спеціальних гідроприводів - програмного, слідкуючого, синхронного та гідроімпульсного. В розділах 10, 11, 12 дається систематизований аналіз уніфікованих гідравлічних вузлів технологічного обладнання, а також гідроприводів основних груп верстатів та промислових роботів в цілому; наводяться загальні принципи і схеми керування автоматизованими гідроприводами. В розділі 13 подані основні класифікації гідроприводів а також відомості щодо проектування гідросистем верстатного обладнання: методики розрахунку і вибору основних елементів гідропривода, рекомендації для підвищення його ефективності - зниження витрат на виготовлення та експлуатацію. В трьох заключних розділах містяться матеріали щодо пневматичних приводів: їх основних елементів, фізико-механічних характеристик повітря, термодинамічних процесів при постійній кількості повітря; детально розглядаються ідеальні пневмомашини – компресор, вакуумнасос, пневмодвигун, вакуумдвигун, наводиться вид кривих стискання і розширення, залежності для визначення кількості роботи ідеальних пневмомашин; описуються реальні пневмомашини – генераторні та пневмодвигуни, їх класифікація та теорія розрахунку, наводяться відомості щодо спеціальних пневмодвигунів металорізальних верстатів, промислових роботів і маніпуляторів.

## 1. Структура приводів автоматизованого устаткування

Приводи автоматизованого устаткування і зокрема металорізальних верстатів, призначені для реалізації рухів: головного, подач та допоміжних. Дані рухи можуть бути незалежними або узгодженими, згідно із чим, структура устаткування для їх здійснення має просту або складну розгалужену структуру. Загальна структурна схема привода металорізального верстата містить (рис.1.1.): 1 - двигун (Дв) обертальної або поступальної дії; 2 - ланки, пристрої та механізми передачі руху – передавальні механізми (ПдМ); 3 - ланки, пристрої та механізми перетворення руху – перетворювальні механізми (ПрМ); 4-виконавчий робочий орган (РО); 5) пристрої керування (ПК), що забезпечують вмикання, вимикання, реверсування, зміну та регулювання руху.

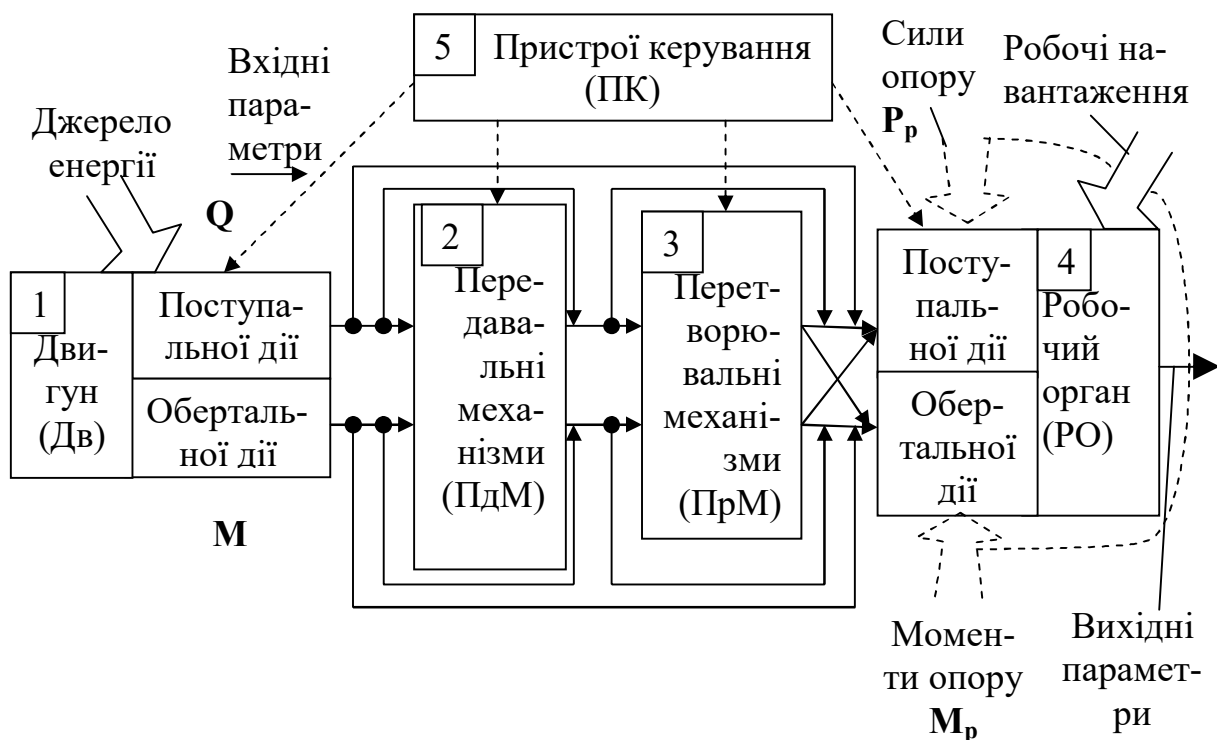


Рис. 1.1. Загальна структура привода металорізального верстата

Найбільш простою структура буде в тому випадку, коли двигун виконаний як одне ціле з робочим органом або безпосередньо пов'язаний з ним. Прикладом подібного устаткування можуть служити шпиндельні модулі фірми „Fanuc” (Японія) [1]. Однак в більшості випадків привод має ланки для передачі, узгодження та перетворення руху від двигуна до робочого органу. В приводах з обертальним головним рухом робочого органу такими ланками можуть бути зубчасті або пасові передачі, в приводах подач з поступальним рухом – різні тягові пристрої.

Приводи більшості верстатів повинні забезпечувати обробку з постійною потужністю у певній частині  $R_N$  загального діапазону регулювання привода  $R_{п}$ , що залежить від діапазону розмірів оброблюваних дета-



лей та режимів різання. Для багатьох верстатів  $R_N=5...20$  (іноді до 40), а загальний діапазон регулювання привода визначається його призначенням: для головного руху  $-4 \leq R_n \leq 100$ ; для подач  $-1,5 \leq R_n \leq 150$ . Якщо двигун подач використовується і як допоміжний для швидких переміщень, то діапазон може сягати  $R_n \leq 3000$ . Діапазони регулювання двигунів деяких типів і видів наведені в табл. 1.1. Вхідними параметрами приводів є характеристики двигуна: потужність, моменти (номінальний, пусковий та максимальний), тягове підсилення, момент інерції ротора, частота (номінальна і максимальна), швидкість, максимальне прискорення, постійні часу (електромагнітна та електромеханічна) та інші. Серед них основними є силові та швидкісні параметри.

Таблиця 1.1

Діапазони та спосіб регулювання деяких двигунів

Максимальний діапазон регулювання	Асинхронний		Постійного струму			Великомомментний		Гідродвигун	
	Регулювання								
	З вартіатором	Частотно-струмове	Система Г – Д	ЕМП	ПМП	Тиристорне			
$R_n$	10	3000	15	10	100	2000	3000	60	
$R_N$	4	4	2,5	2	1,5	2,5...10	4...10	1,5...2	

Характеристики передаточних механізмів виражаються кінематичними (передаточне відношення, діапазон регулювання частот або подач) та силовими (ККД, співвідношення сил, моментів, потужностей на вході та виході) залежностями.

Характеристики перетворювальних механізмів виражаються формулами перетворення (частот обертання в лінійні швидкості переміщення і навпаки, моментів в сили і навпаки) з урахуванням передаточних відношень і ККД.

Вихідними параметрами приводів є швидкісні параметри переміщення робочого органу (частота обертання шпинделя, число подвійних ходів, швидкість, подача, діапазон їх регулювання) та значення зовнішніх робочих навантажень (сил та моментів опору), які можуть бути статичними та динамічними в залежності від режиму роботи.

За характером регулювання приводи поділяються на ступінчасті, безступінчасті та комбіновані.

Приводи з безступінчастим регулюванням та електродвигунами постійного струму є основними для верстатів з ЧПК.

При регулюванні частоти обертання двигуна змінюється момент  $M_D$ , що ним розвивається, а також потужність  $N_D$  (рис. 1.2). В діапазоні від мінімальної частоти  $n_{min}$  до номінальної  $n_n$  (зона I) обертальний момент є

постійним  $M_D = \text{const}$ , а потужність  $N_D$  змінюється ( $N_D = \text{var}$ ). В діапазоні від  $n_H$  до максимальної частоти  $n_{\max}$  (зона II) регулювання проходить при  $N_D = \text{const}$  та змінному моменті  $M_D$  ( $M_D = \text{var}$ ). В зоні III регулювання можливе до  $n_{\max}'$ , але відбувається подальше зниження моменту  $M_D$  та потужності  $N_D$ .

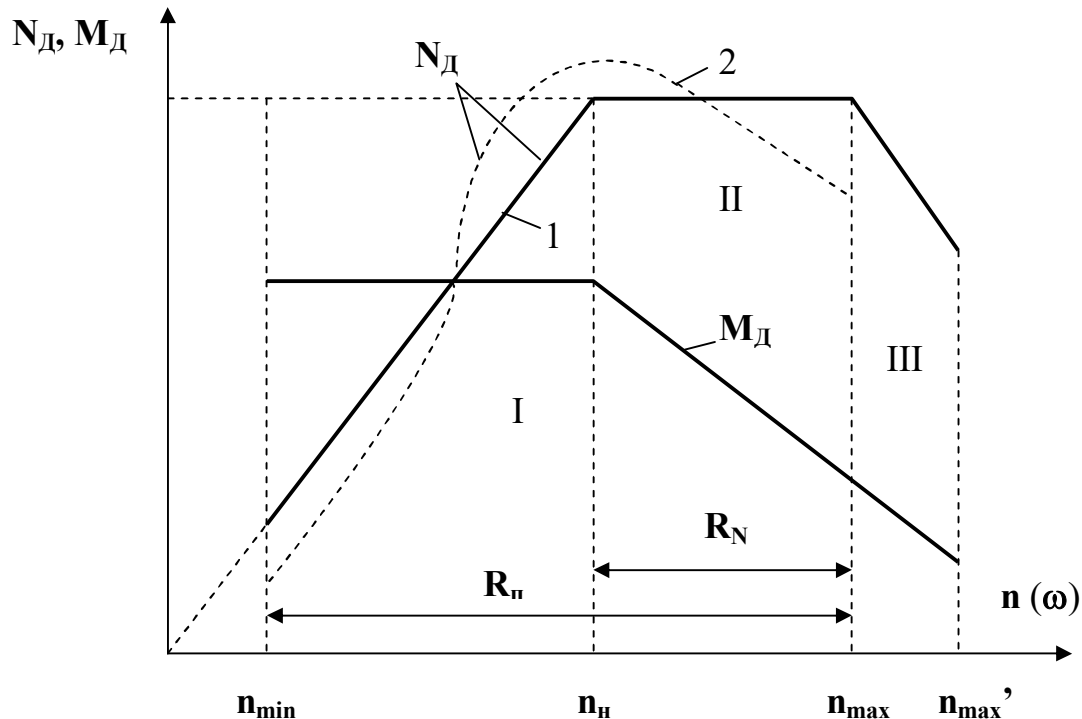


Рис. 1.2. Графіки зміни потужності: 1 - при регулюванні двигуна постійного струму; 2 - потрібної для ефективного різання (середньостатистичної)

Розрізняють три методи регулювання [2]: при  $M_D = \text{const}$  (зона I), при  $N_D = \text{const}$  (зона II), двозонне (зони I та II). Робота в зоні III дозволяє більш повно використовувати можливості електропривода, оскільки в більшості механізмів головного руху верстатів при максимальних частотах шпинделя під час обробки виникає зниження потрібних моменту та потужності привода.

Для збільшення діапазону частот, в якому потужність постійна у порівнянні з діапазоном, що забезпечується регульованим двигуном, використовують коробки передач ступінчастого регулювання [3].

## 2. Основи проектування електроприводів автоматизованого устаткування

### 2.1. Вибір та розрахунок привода головного руху

Для вибору привода окрім початкових даних, необхідно чітко сформулювати вимоги до нього, переваги та недоліки аналогічного існуючого приводу, а також необхідність зміни кінематики верстата. Загальні вимоги повинні бути доповнені вимогами, що відображають специфіку верстата та даного привода.

Приводи головного руху повинні мати жорстку механічну характеристику, малий час перехідних процесів, невеликі втрати потужності, постійну потужність на вихідній ланці незалежно від її швидкості, допускати можливість автоматичної зміни швидкостей під навантаженням або в процесі налагодження.

Вибір привода, як правило, потребує аналізу багатьох варіантів рішень, при цьому оптимальне рішення приймається на основі техніко-економічних розрахунків та аналізу відповідності основним вимогам, що пред'являються до привода. Так, використання на верстаті декількох двигунів дозволяє скоротити кінематичні ланцюги, спростити керування і автоматизувати цикл роботи.

Розповсюдженим типом привода верстатів середніх розмірів, при обробці на яких немає потреби у зміні частоти, є привод з асинхронним нерегульованим двигуном та коробкою швидкостей.

Розглянемо послідовність вибору даних двигунів.

Асинхронні двигуни слід вибирати з врахуванням геометричної точності, а також допустимих рівнів вібрації та шуму обладнання. На верстатах нормальної точності можна використовувати двигуни, що за рівнем вібрацій відповідають класу С2, тоді як на верстатах підвищеної точності – двигуни класу С1.

Для вибору асинхронного двигуна необхідно визначити вид режиму його роботи згідно із ГОСТ 183-74. Регламентуються такі режими: тривалий S1, відповідний постійному навантаженню на валу двигуна протягом тривалого часу; короткочасний S2, відповідний короткочасному навантаженню на валу двигуна; повторно-короткочасний S3, S4, S5, що характеризується тривалістю ввімкнення; змінний S6, при якому двигун працює постійно; змінний S7, S8, що характеризується числом реверсів або перемикань за годину та коефіцієнтом інерції.

При роботі в режимі S1 двигун вибирають за потрібною для здійснення процесу різання та подолання сил опору потужністю.

Для нерозгалужених приводів головного руху потрібна потужність на валу двигуна може бути визначена за формулою, кВт:

$$N_d = \frac{N_{ef}}{K\eta} + N_x, \quad (2.1)$$

де  $K = 1,2... 1,5$  – коефіцієнт короточасного перевантаження двигуна;  $\eta = 0,85... 0,95$  – ККД передач привода (для уточнення може бути підрахований, виходячи із відомих ККД окремих передач);  $N_x$  – потужність холостого ходу привода, що розраховується за формулами [3, 4] або приймається рівною відповідним експериментальним значенням, отриманим за результатами досліджень аналогічних приводів.

Потужність холостого ходу, кВт

$$N_x = K_{zm} \cdot d_{cp} \cdot 10^{-5} (\sum n + K_{ш} + n_{ш} \frac{d_{ш}}{d_{cp}}),$$

де  $K_{zm} = 3...6$  - коефіцієнт, що залежить від досконалості системи змащення;  $d_{cp}$  – середній для всіх валів привода діаметр, мм;  $\sum n$  – сума частот обертання всіх проміжних валів,  $xv^{-1}$ ;  $K_{ш} = 1,5... 2$  – коефіцієнт, що враховує додаткові втрати на шпindelному вузлі;  $n_{ш}$  – частота обертання шпindelя верстата,  $xv^{-1}$ ;  $d_{ш}$  – діаметр підшипникових шийок шпindelя, мм.

Для приводів, що містять  $k$  розгалужень кінематичних ланцюгів (багатошпindelні токарні автомати, токарно-гвинторізні верстати), потрібна потужність двигуна визначається як сума одночасно споживаних в окремих ланцюгах потужностей

$$N_d = \sum_{i=1}^k N_{di}, \quad (2.2)$$

де  $N_{di}$  – необхідна потужність двигуна в  $i$ -му кінематичному ланцюгу.

Для роботи в режимах S3...S5 використовують як звичайні синхронні двигуни, так і двигуни з підвищеним ковзанням. В подібних випадках двигун вибирають на основі розрахунку потрібної потужності  $N_d$  та перевіряють за гранично допустимим числом пусків за годину [5]. В тих випадках, коли встановлюється обмеження часу розгону та гальмування привода, обраний двигун перевіряють за часом розгону  $t_p$  та гальмування  $t_r$  з використанням таких залежностей

$$t_p = 0,105 n_n (J_d + J_n) / (M_{n,cp} - M_o); \quad (2.3)$$

$$t_r = 0,105 n_n (J_d + J_n) / (M_{r,cp} - M_o), \quad (2.4)$$

де  $J_d$  – момент інерції ротора двигуна,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $J_n$  – приведений до вала двигуна момент інерції деталей привода, що обертаються,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $n_n$  – номінальна частота обертання двигуна,  $\text{хв.}^{-1}$ ;  $M_{n,ср} \approx M_{г,ср} = 0,5 \cdot M_n(m_n + m_k)$  – середній момент, відповідно, пусковий та гальмування,  $\text{Н}\cdot\text{м}$ ;  $M_n = 10^3 N_d / 0,105 \cdot n_n$  – номінальний момент двигуна,  $\text{Н}\cdot\text{м}$ ;  $m_n = \frac{M_n}{M_n}$ ;

$m_k = \frac{M_{\max}}{M_n}$  – відношення пускового і максимального моментів до номінального - приймаються за каталогами двигунів;  $M_o$  – момент сил опору,  $\text{Н}\cdot\text{м}$ .

Більшість режимів роботи приводів головного руху верстатів відповідає режимам S6...S8. Режими S3... S5 можна також розглядати як окремі випадки режимів S6...S8. При цьому двигун попередньо вибирають за номінальною потужністю  $N_n$  при відомій максимальній потужності, що розраховується за формулами (2.1), (2.2), або визначається за графіком навантаження верстата в процесі роботи

$$N_n = \frac{N_{d\max}}{\lambda}, \quad (2.5)$$

де  $\lambda = 0,72 \cdot m_k$  – коефіцієнт перевантаження (при попередньому виборі електродвигуна можна приймати  $\lambda = 1,5$ ). Попередньо вибраний двигун перевіряють методом середніх втрат за допустимим нагріванням з використанням виразу

$$\Delta N_n \geq \Delta N_{ср}, \quad (2.6)$$

де  $\Delta N_n$  – номінальна потужність втрат в двигуні протягом його роботи з номінальним навантаженням в режимі S1;  $\Delta N_n = N_n \left( \frac{1}{\eta} - 1 \right)$ ;  $\Delta N_{ср}$  – середня потужність втрат протягом циклу роботи верстата,  $\Delta N_{ср} = \sum_{i=1}^q \Delta N_i \frac{t_i}{t_n}$ ;  $t_i$  – тривалість  $i$ -го циклу роботи верстата при потужності двигуна  $N_i$ ;  $q$  – число інтервалів в циклі;  $\Delta N_i = N_i \left( \frac{1}{\eta_i} - 1 \right)$  – потужність втрат в  $i$ -му інтервалі;  $\eta, \eta_i$  – ККД двигуна при відповідних потужностях, що визначаються за каталогом [5].

При виборі методом середніх втрат двигуна, що працює в режимах S3...S5, необхідно мати на увазі, що розгони, гальмування та простої

погіршують умови охолодження двигуна і це необхідно врахувати при розрахунку  $\Delta N_{cp}$  [5].

Якщо в процесі обробки деталі на верстаті з ЧПК доводиться безступінчасто і в широкому діапазоні регулювати частоту обертання, а електродвигун постійного струму має діапазон  $R_N < R_n$ , тобто не дозволяє вести обробку в зоні II (рис. 1.2) при  $N_d = \text{const}$ , - використовують комбінований привод, що являє собою поєднання двигуна постійного струму з безступінчастим регулюванням та ступінчастої коробки передач.

В даному випадку загальний діапазон регулювання частот шпинделя

$$R_n = R_N \cdot R_{ct}, \quad (2.7)$$

де  $R_{ct}$  – діапазон регулювання ступінчастої коробки передач.

Якщо  $R_{ct} \leq 8$ , то можна використовувати одну групу передач ( $R_{ct} = R_{r1}$ ). Якщо  $R_{ct} > 8$ , то використовують дві групи передач ( $R_{ct} = R_{r1} R_{r2}$ ). Для того, щоб спроектувати привод зі ступінчастою структурою, безступінчасту структуру двигуна представляють як фіктивну ступінчасту структуру зі знаменником  $\phi$ , в якій число ступенів

$$p_\phi = \frac{\lg R_N}{\lg \phi} + 1. \quad (2.8)$$

Фіктивна структура розглядається як основна група з характеристикою  $x_\phi = 1$ . Тоді характеристика I групи ступінчастої структури  $x_1 = p_\phi$ , а характеристика II групи підбирається з умови досягнення необхідного діапазону  $R_n$ .

З урахуванням фіктивної групи загальне число ступенів частот

$$z_{\text{заг}} = p_\phi z = p_\phi (x_\phi = 1) p_1 (x_1 = p_\phi) p_2 (x_2), \quad (2.9)$$

де  $p_1, p_2$  – кількість передач, відповідно, в I і II групах;  $z = p_1 p_2 \geq \frac{\lg R_n}{\lg R_N}$  - число передач ступінчастої структури;  $x_2$  – характеристика II групи, яку необхідно визначити.

Для обчислення  $x_2$  знаходимо  $R_{r1} = \phi^{x_1(p_1-1)}$ , а потім  $R_{r2} = \frac{R_{ct}}{R_{r1}}$ .

Оскільки,  $R_{r2} = \phi^{x_2(p_2-1)}$ , то

$$x_2 = \frac{\lg R_{r2}}{\lg \phi (p_2 - 1)}. \quad (2.10)$$

Для уникнення зон, в яких немає безступінчастого регулювання, необхідно приймати  $x_1 = p_\phi - 1$ .

В ступінчастій структурі для пониження шуму та забезпечення необхідної точності верстата необхідно витримувати максимально допустимі коліві швидкості передач: для прямозубих коліс, що працюють в перемикальних передачах при  $n_{\max} < 1500 \text{ хв}^{-1}$  - не більше 9 м/с; для косозубих, установлених на верстатах нормальної точності при  $n_{\max} < 2500 \text{ хв}^{-1}$  - не більше 14 м/с; для пасових передач високоточних верстатів при  $n_{\max} > 2500 \text{ хв}^{-1}$  - не більше 25 м/с.

Для фіксованої зупинки шпинделя за допомогою системи ЧПК, використовують допоміжні ланцюги орієнтування (рис. 2.1).

З метою скорочення часу проектування приводів головного руху широко застосовують комп'ютерну техніку [3]. Підсистема „Головний привід” входить до загальної САПР. Вона призначена для синтезу кінематичної структури, проектних та перевірочних розрахунків елементів привода з електродвигунами змінного або постійного струмів та механічною коробкою швидкостей. При цьому проектування йде в режимі діалогу між конструктором та комп'ютером. Використання графопобудовника дозволяє отримати графічне зображення сітки, ескізи розгортки та згорток коробки швидкостей.

## 2.2. Вибір та розрахунок привода подач

У верстатах з ЧПК вихідною ланкою кінематичного ланцюга привода подачі є тягові пристрої, які повинні відповідати таким вимогам: забезпечувати заданий закон переміщення та швидкості; мати високі ККД; жорсткість, яка є одною з основних характеристик, що впливає на відповідність статичних та динамічних параметрів виконавчого вузла заданим параметрам; високу чутливість при малих приміщеннях; невеликий момент інерції (визначає швидкодію привода та точність обробки); мінімальні зазори між елементами під впливом зовнішніх навантажень; мінімальний знос в процесі експлуатації.

На першому етапі розрахунку привода здійснюється вибір двигуна.

Відсутність силового редуктора в приводах подач верстатів з ЧПК обумовлює зниження загального моменту інерції механізму та збільшення допустимого за умовами механічної міцності прискорення. Останнє забезпечує скорочення часу перехідних процесів, збільшення продуктивності верстата, покращення якості обробки, що обумовлюється підвищенням швидкодії.

Вихідними даними для вибору двигуна привода подач є: сили тертя в опорах, напрямних та в передачі; передаточні відношення механічних ланок привода (коробки подач, гвинтової пари, передачі рейка-шестерня і т.д.); маса виконавчого органу разом з деталлю; моменти інерції механічних ланок; ККД механічних передач; швидкості прискореного та установочних переміщень; діапазон робочих подач; режим навантаження.

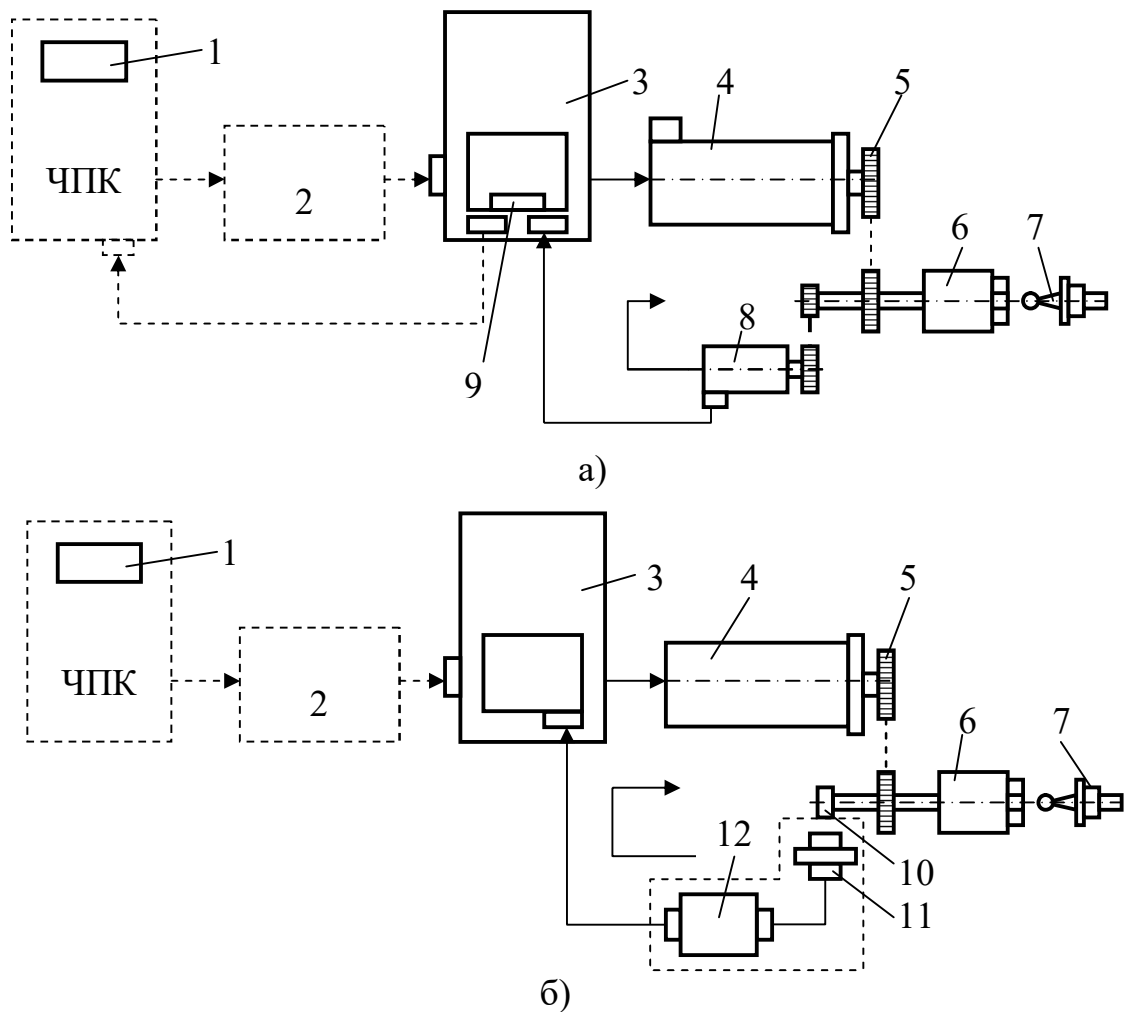


Рис. 2.1. Принципові схеми позиціювання шпинделя з використанням:  
 а - кодування позицій; б - магнітного датчика; 1 - система ЧПК;  
 2-контрольний ланцюг; 3 - вузол обслуговування шпиндельної бабки;  
 4 - двигун; 5 - зубчаста або пасова передача; 6 - шпиндель; 7 - інструмент;  
 8 - пристрій кодування положень; 9 - орієнтувальний ланцюг;  
 10-намагнічений елемент; 11 - магнітний датчик; 12 - підсилювач.

Послідовність вибору включає [2, 5]:

1. Визначення швидкостей двигуна

Для передачі гвинт-гайка

$$n_d = v \frac{u_p}{t_r}, \quad (2.11)$$

для передачі рейка-шестерня

$$n_d = v \frac{u_p}{\pi D}, \quad (2.12)$$



де  $t_r$  – крок гвинта;  $D$  – діаметр шестерні;  $v$  – швидкість переміщення робочого органу;  $u_p$  – передаточне відношення кінематичного ланцюга від двигуна до робочого органу .

2. Визначення моментів інерції, приведені до вала двигуна

$$J = J_{\max} + J_g + J_n , \quad (2.13)$$

де  $J_{\max}$ ,  $J_g$ ,  $J_n$  – приведені моменти інерції перетворювального механізму, ходового гвинта та зубчастої передачі.

3. Визначення моментів двигуна

$$M_d = M_{ст} + M_{дин} , \quad (2.14)$$

де  $M_{ст}$  – статичний момент, що визначає зусилля, яке передається в напрямку подачі при стійкому русі робочого органу;  $M_{дин}$  – динамічний момент.

В процесі механічної обробки статичний момент дорівнює сумі моментів від складових сил різання  $M_{різ}$  та тертя  $M_{тр}$  в рухомих ланках

$$M_{ст} = M_{різ} + M_{тр} . \quad (2.15)$$

Для вертикальних та похилих осей координат повинен бути врахований допоміжний момент на двигуні  $M_{тяж}$  від повної або неврівноваженої частини сили тяжіння переміщуваних вузлів.

Момент на двигуні від сил тертя складається з моментів тертя в напрямних  $M_{напр}$ , в парі гвинт-гайка  $M_g$  та в підшипниках ходового гвинта  $M_{підш}$  від попереднього натягу

$$M_{тр} = M_{напр} + M_g + M_{підш} . \quad (2.16)$$

При повторно-короткочасному режимі роботи двигун вибирається за моментом

$$M_{ст}' = M_{ст} \frac{T_v}{100} , \quad (2.17)$$

де  $T_v$  – тривалість вмикання двигуна

$$T_B = \frac{\sum_{i=1}^n t_{pi} 100\%}{\sum_{i=1}^n t_{pi} + \sum_{j=1}^k t_{zj}}, \quad (2.18)$$

де  $t_{pi}$  – тривалість  $i$ -го етапу роботи приводу;  $t_{zj}$  – тривалість  $j$ -тої зупинки;  $n$  – число етапів роботи в циклі;  $k$  – число зупинок в циклі.

Залежно від режиму роботи та  $M_{ст}$  ( $M_{ст}'$ ), проводиться попередній вибір двигуна. Далі за таблицями технічних даних та механічною характеристикою  $M=f(n)$  (рис. 2.2) тривалого та повторно-короткочасного режимів роботи, для вибраного двигуна визначають всі параметри, що необхідні для проведення подальшого розрахунку.

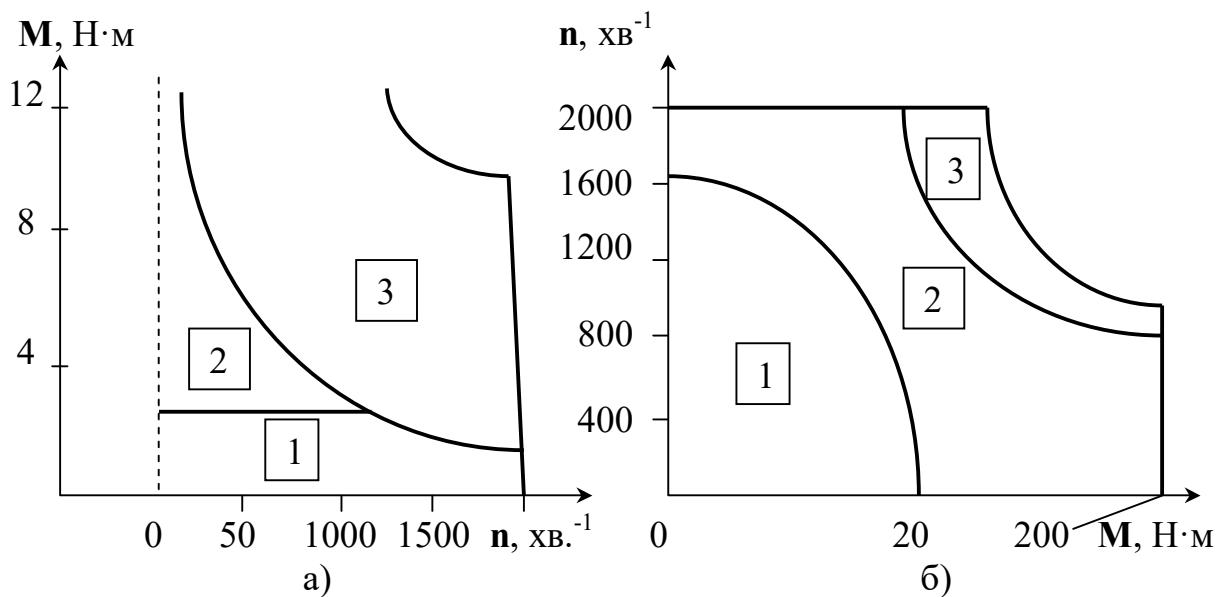


Рис. 2.2. Приклади механічних характеристик електродвигунів постійного струму: а - фірми „Fanus”; б - вітчизняного виробництва; 1 - тривалої роботи; 2 - короткочасної роботи; 3 - роботи в перехідних режимах.

Динамічний момент в приводі двигуна постійного струму

$$M_{дин} = (J_{\Sigma} + J_{д})\varepsilon, \quad (2.19)$$

де  $J_{д}$  – власний момент інерції двигуна;  $\varepsilon$  – прискорення, що його розвинув двигун. При розгоні двигуна за експоненціальним законом

$$\varepsilon = 0,63 \frac{\omega_{ш}}{T_M},$$

де  $\omega_{ш}$  – кутова швидкість вала двигуна, що відповідає прискореному переміщенню робочого органу;  $T_m$  – електромеханічна постійна часу двигуна.

Результатом проведених розрахунків є визначення: моменту двигуна  $M_1$  на перехідних режимах, що необхідний для подолання сил тертя та забезпечення заданого прискорення інерційних мас механізму; моменту двигуна  $M_2$  на стійких режимах, при робочих подачах, що відбуваються під впливом сил тертя та складових сил різання; момент двигуна  $M_3$  на стійкому режимі при прискореному переміщенні

$$M_1 = M_{тр} + M_{дин}; \quad M_2 = M_{різ} + M_{тр}; \quad M_3 = M_{тр}.$$

З врахуванням розрахованих  $M_1, M_2, M_3$  та частот  $n_{шх}, n_{рх.маx}, n_{рх.мін}$  обирають двигун привода, параметри якого повинні відповідати таким умовам

$$M_{дмаx} \geq M_1; \quad M_n \geq M_2; \quad M_{шх} \geq M_3; \quad n_{маx} \geq n_{шх}.$$

Якщо попередньо вибраний двигун не відповідає хоча б одній з наведених умов, необхідно вибрати двигун більших габаритів та повторити розрахунок.

### 3. Насоси та гідродвигуни

#### 3.1. Класифікація і принцип дії об'ємних гідромашин

*Насосом* називають гідромашину для перетворення механічної енергії в енергію потоку робочої рідини. *Гідродвигун*, навпаки, перетворює енергію потоку робочої рідини в механічну роботу. В об'ємній гідромашині робочий процес оснований на періодичній зміні об'єму камер, які займає робоча рідина (так званих «робочих камер») і поперемінному з'єднанні цих камер з вхідною і вихідною гідролініями (гідромагістралями). Причому вхідною гідролінією для об'ємного насоса буде всмоктувальна, а вихідною - нагнітальна (напірна) гідролінія, яка завжди знаходиться під надлишковим тиском робочої рідини. Для гідродвигуна вхідною гідролінією є напірна, а вихідною - зливна. Гідродвигуни можна розділити на три групи - гідромотори, гідроциліндри і неповноповоротні гідродвигуни. В *гідромоторах* ведена ланка - вал - здійснює необмежений обертальний рух, в *неповноповоротних гідродвигунах* - обмежений зворотно-поворотний, а в *гідроциліндрах* ведена ланка - шток або плунжер, - переміщуються зворотно-поступально. Об'ємні насоси і гідромотори (об'ємні гідромашини) бувають двох типів - роторні і безроторні. В *роторній гідромашині* рухомі елементи, які утворюють робочі камери, здійснюють необмежений обертальний або обертальний і зворотно-поступальний рухи. В *безроторних гідромашинах* дані елементи переміщуються тільки зворотно-поступально. В залежності від форми робочих камер розрізняють поршневі, шиберні (пластинчасті) і зубчасті об'ємні гідромашини. В *поршневих машинах* (роторних і безроторних) робочі камери утворені поверхнями поршнів і циліндрів. В *радіально-поршневій гідромашині* вісь поршня перпендикулярна до осі блока циліндрів або складає з нею кут більший  $45^\circ$ . Осі поршнів *аксіально-поршневих машин* паралельні осі блока циліндрів або складають з нею кути не більші  $45^\circ$ . Розрізняють *аксіально-поршневі машини з нахиленим диском* і *з нахиленим блоком*. В перших блок циліндрів і вал розташовані на одній осі, а в других осі даних деталей розташовуються під гострим кутом. *Шиберною* називають машину з робочими камерами, обмеженими робочими поверхнями ротора, корпусу і шиберів, що здійснюють зворотно-поступальний або зворотно-обертальний рух. У пластинчастої гідромашини шибери виконані у вигляді пластинок, що здійснюють зворотно-поступальний рух. В роторно-обертальній гідромашині деталі, що утворюють робочу камеру, виконують тільки обертальний рух. Роторно-обертальні машини бувають зубчастими і гвинтовими. В *зубчастій гідромашині* робоча рідина рухається в площині, перпендикулярній до осі обертання деталей, що утворюють робочу камеру, а в *гвинтовій машині* - уздовж цієї осі. Зубчаста машина з робочими органами у вигляді шестерен, що забезпечують геометричне замикання робочих камер і передають обертальний момент, називається *шестеренною гідромашиною*.

**Принцип дії об'ємного насоса** розглянемо на прикладі однопоршневої машини з клапанним розподіленням рідини (рис. 3.1). Ексцентрик 1

обертається від приводного двигуна (не показаний). Поршень 2 пружиною 8 постійно підтискається до ексцентрика. При повороті ексцентрика з вихідного положення, показаного на рисунку, поршень 2 переміщується праворуч, в результаті чого в робочій камері 3 тиск понижується. Під дією перепаду тисків (атмосферного - в баці, з'єднаному зі всмоктувальною гідролінією 5, і тиску в робочій камері 3) відкривається зворотний клапан 4 і рідина із всмоктувальної гідролінії подається в робочу камеру. Коли ексцентрик 1 повернеться на кут  $180^\circ$ , поршень 2 зупиниться, тиски в робочій камері 3 і в гідролінії 5 стануть однаковими, в результаті чого зворотний клапан 4 закриється і робоча камера буде від'єднана від гідроліній 5, 6, а об'єм робочої камери стане максимальним. Як тільки кут повороту ексцентрика стане більшим  $180^\circ$ , тиск в робочій камері збільшиться, відкриється зворотний клапан 7 і рідина з камери 3 буде витискуватись в напірну гідролінію 6. При повороті ексцентрика на кут  $360^\circ$  тиски в робочій камері 3 і в гідролінії 6 врівноважуються, клапан 7 закривається. В результаті робоча камера знов від'єднається від гідроліній 5 і 6, причому її об'єм буде мінімальним. Якщо втрати тиску у всмоктувальній гідролінії великі або в робочій камері 3 потрібний постійний надлишковий тиск, у всмоктувальну лінію можна установити так званий підживлювальний насос. Це дозволить виключити із схеми недостатньо надійний елемент - пружину 8 - і при необхідності підвищити максимально допустиму частоту обертання ексцентрика 1, яка звичайно обмежується можливістю виникнення кавітації в робочій камері або у всмоктувальній гідролінії (розрив потоку робочої рідини і її закипання при тиску насичених парів даної рідини).

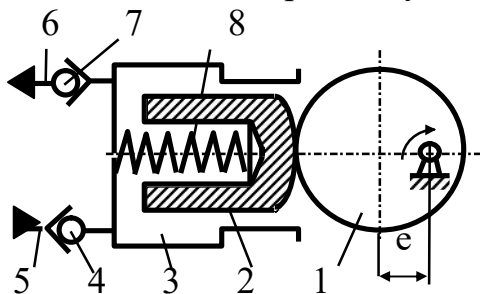


Рис. 3.1. Схема однопоршневого насоса з клапанним розподіленням рідини

Таким чином, цикл роботи однопоршневого насоса, як і будь-якого об'ємного насоса, складається з таких етапів: 1) заповнення робочої камери рідиною з всмоктувальної гідролінії під впливом атмосферного тиску або тиску підживлювального насоса за рахунок збільшення об'єму даної камери; 2) роз'єднання робочої камери, напірної і всмоктувальної гідроліній в момент найбільшого об'єму цієї камери; 3) витискування робочої рідини з

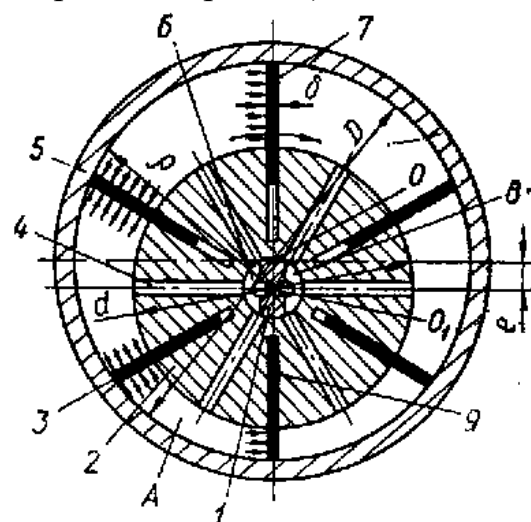


Рис. 3.2. Схема пластинчастої машини одноразової дії з цапфовим розподіленням рідини

камери в напірну гідролінію за рахунок зменшення об'єму цієї камери; 4) роз'єднання робочої камери, напірної і всмоктувальної гідроліній в момент найменшого об'єму камери.

**Принцип дії об'ємного гідромотора** розглянемо на прикладі пластинчастого гідромотора з цапфовим розподіленням рідини (рис. 3.2). Нерухома цапфа 1 має пази (прорізи) 6 і 8, які через осьові свердління в ній з'єднані відповідно з напірною і зливною гідролініями. На цапфі з гарантовано малим зазором установлений циліндричний ротор 2, який може вільно повертатись відносно цапфи. В роторі виконані радіальні наскрізні пази і отвори 4. В пазах установлені з гарантовано малим зазором шліфовані пластини 3, 7, 9 і ін. Ротор з пластинами розташований в середині статора 5, який має круговий циліндричний отвір (так зване статорне кільце), з яким взаємодіють пластини. Вісь  $O_1$  ротора зміщена відносно осі  $O$  кільця на величину ексцентриситета  $e$ . Робоча камера (наприклад, камера А) обмежена циліндричними поверхнями ротора і статорного кільця, а також плоскими поверхнями пластин 3 і 9 і боковими дисками (на рисунку не показані). Працює гідромотор таким чином. З напірної гідролінії через паз 6, цапфи 1 і радіальні отвори 4 ротора 2 робоча рідина підводиться до робочих камер, які знаходяться ліворуч від осі симетрії, що проходить через точки  $O$  і  $O_1$  машини. Оскільки ротор і статорне кільце розташовані ексцентрично (з ексцентриситетом  $e$ ), то відстань  $\rho$  від центру  $O_1$  ротора до статорного кільця для кожної пластини різна. Наприклад, для пластини 5 ця відстань більша, ніж для пластини 9. Оскільки тиск рідини діє на різні площі пластин, то сили, які створює даний тиск, і прикладені до пластин (наприклад, до пластин 7 і 9), є різними. Дякуючи цьому на роторі виникає обертальний момент, що повертає за напрямком стрілки жорстко зв'язаний з ротором вихідний вал гідромотора. Рідина з робочих камер праворуч від осі симетрії гідромотора витискається через радіальні отвори 4 ротора 2, паз 8 і осьовий отвір цапфи 1 в зливну гідролінію. В моменти максимального і мінімального об'ємів робочих камер відповідні радіальні отвори ротора 2 перекриваються перемичками цапфи 1, розташованими між пазами 6 та 8. Робочі камери від'єднуються від робочої і зливної гідроліній.

Отже, цикл роботи будь-якого об'ємного гідромотора, складається з таких етапів: 1) заповнення робочої камери рідиною з напірної гідролінії за рахунок повороту ротора під дією обертального моменту і збільшення об'єму камери; 2) від'єднання робочої камери від напірної і зливної гідроліній в момент найбільшого об'єму даної камери; 3) витискування рідини з робочої камери в зливну гідролінію за рахунок зменшення об'єму камери; 4) від'єднання робочої камери від нагнітальної і зливної гідроліній в момент найменшого об'єму вказаної камери.

Основний параметр об'ємної машини - *робочий об'єм*  $q$ , являє собою зміну об'єму робочих камер гідромашини за один оберт приводного вала. Якщо через  $V_1$  позначити максимальний об'єм робочої камери,  $V_2$  - її мінімальний об'єм, а  $z$  - кількість камер, то робочий об'єм гідромашини

$$q = (V_1 - V_2) z. \quad (3.1)$$

Якщо в розглянутих конструкціях (див. рис. 3.1, 3.2) передбачити можливість регулювання ексцентриситета, то це дозволить змінювати об'єми  $V_1$  і  $V_2$  робочих камер, а отже і робочі об'єми гідромашин. Об'ємну машину називають *нерегульованою*, якщо її робочий об'єм є незмінним, і *регульованою*, якщо його можна змінювати. Зміна робочого об'єму для регульованих гідромашин характеризується *параметром регулювання*  $\varepsilon$

$$\varepsilon = q' / q, \quad (3.2)$$

де  $q'$  і  $q$  - поточний і максимальний робочі об'єми. Параметр регулювання змінюється в межах  $0 \leq \varepsilon \leq 1$  або  $-1 \leq \varepsilon \leq +1$ . Так, у насоса на рис. 3.1 параметр регулювання  $\varepsilon = 0$ , якщо  $e = 0$ . У гідромашини на рис. 3.2  $\varepsilon$  може стати від'ємним, якщо центр О статорного кільця перемістити нижче осі  $O_1$  обертання ротора 2, що відповідає від'ємному значенню ексцентриситета  $e$ .

Крім робочого об'єму, об'ємна машина характеризується частотою обертання приводного вала, теоретичною, фактичною і геометричною (миттєвою) подачами і ступенем її нерівномірності (для насосів), діапазоном тисків, теоретичним, фактичним і миттєвим обертальним моментом на приводному валу і ступенем його нерівномірності (для гідромоторів), потужністю гідравлічною на приводному валу, об'ємним, механічним і загальним ККД, що визначає енергетичні втрати і іншими параметрами.

### 3.2. Основні питання теорії об'ємних гідромашин

**Об'ємні втрати і об'ємний ККД гідромашин.** Кількість робочої рідини, що подається насосом або приймається гідромотором в одиницю часу без врахування втрат, називається *теоретичною подачею* об'ємної гідромашини. Теоретична подача (витрати, продуктивність) визначається як

$$Q_T = \varepsilon q n, \quad (3.3)$$

де  $n$  - частота обертання приводного вала. Для нерегульованого насоса  $\varepsilon = 1$ . Фактична подача насоса  $Q_\phi$  завжди менша теоретичної за рахунок об'ємних втрат  $Q_B$ :

$$Q_\phi = Q_T - Q_B, \quad (3.4)$$

де  $Q_B = Q_3 + Q_{всм}$ ;  $Q_3$  - витоки через зазори в робочих камерах і вузлі розподілення рідини;  $Q_{всм}$  - втрати на всмоктування.

Розрізняють внутрішні витоки  $Q_{в.в}$ , тобто витоки з порожнини високого в порожнину низького тиску, зовнішні витоки  $Q_{з.в}$ , тобто витоки з порожнин високого і низького тиску в корпус насоса, звідки по дренажному трубопроводу вони відводяться у бак. Об'ємні втрати на всмоктуванні  $Q_{всм}$

- втрати, викликані неповним заповненням робочих камер рідиною, в зв'язку із втратами тиску у всмоктувальній магістралі, стисливістю рідини, деформацією камер і наявністю у рідині пухирців нерозчиненого повітря.

Об'ємним ККД насоса  $\eta_{o.n}$  називають відношення корисної потужності  $N_K$  насоса до суми корисної потужності і потужності  $N_{вт}$  втраченої з витоків і на всмоктуванні:

$$\eta_{o.n} = N_K / (N_K + N_{вт}) = Q_\phi \Delta p / (Q_\phi \Delta p + N_{вт}). \quad (3.5)$$

Коефіцієнт подачі  $K_n$  насоса - це відношення фактичної подачі  $Q_\phi$  насоса до його теоретичної подачі  $Q_T$ :

$$K_n = Q_\phi / Q_T. \quad (3.6)$$

Звичайно для об'ємних насосів тиск нагнітання на один - два порядки вищий за тиск всмоктування, який мало відрізняється від атмосферного, а втрати на всмоктуванні при безкавітаційному режимі роботи незначні. Тоді з рівнянь (3.3 - 3.5, 3.6)

$$\eta_{o.n} \approx K_n = 1 - Q_v / Q_z = 1 - c \Delta p / \varepsilon q n \mu_d - Q_{всм} / \varepsilon q n. \quad (3.7)$$

При постійних частоті обертання  $n$  приводного вала насоса і в'язкості рідини втрати  $Q_{всм}$  на всмоктування змінюються незначно. Оскільки витрати прямо пропорційні перепаду тисків  $\Delta p$ , то при безкавітаційному режимі роботи залежність об'ємного ККД  $\eta_{o.n}$  від  $\Delta p$  лінійна (рис. 3.3, а). Причому зі збільшенням  $\Delta p$  і зменшенням параметра регулювання  $\varepsilon$  ККД  $\eta_{o.n}$  зменшується. Оскільки теоретична подача насоса прямопропорційна  $n$ , а втрати мало залежать від неї [див. залежності (3.3), (3.5)], то при зміні частоти від  $n_0$  до  $n_1$  втрати  $Q_{всм}$  незначні, змінюються мало, а  $\eta_{o.n}$  зростає (рис. 3.3, б). При подальшому збільшенні  $n$ , в зв'язку зі зростанням  $Q_{всм}$  ККД  $\eta_{o.n}$  спочатку стабілізується (при  $n_1 < n < n_2$ ), а потім падає ( $n > n_2$ ). Робота насоса в режимі ( $n > n_2$ ) неприпустима, оскільки в робочих камерах виникає кавітація - розрив потоку рідини, що може привести до руйнування поверхонь, біля яких має місце кавітація, і до виходу насоса з ладу. Таким чином, максимальна частота обертання насоса визначається надійністю заповнення робочих камер рідиною.

В зв'язку з наявністю втрат в насосі, подача якого регулюється змінною  $n$  (рис. 3.3, б) або  $\varepsilon$  (рис. 3.3, в), має місце зона нечутливості  $0 \dots n_0$  і  $0 \dots \varepsilon_0$ . На цій ділянці фактична подача насоса, а отже і його  $\eta_{o.з}$  дорівнюють нулю. Значення  $n_0$  або  $\varepsilon_0$  можна знайти за допомогою залежності (23.8) підстановкою до неї  $\eta_{o.з} = 0$ . Зі зростанням  $\Delta p$  зона нечутливості насоса також зростає (рис. 3.3, в). Таким чином, мінімальна частота вала насоса визначається його герметичністю.



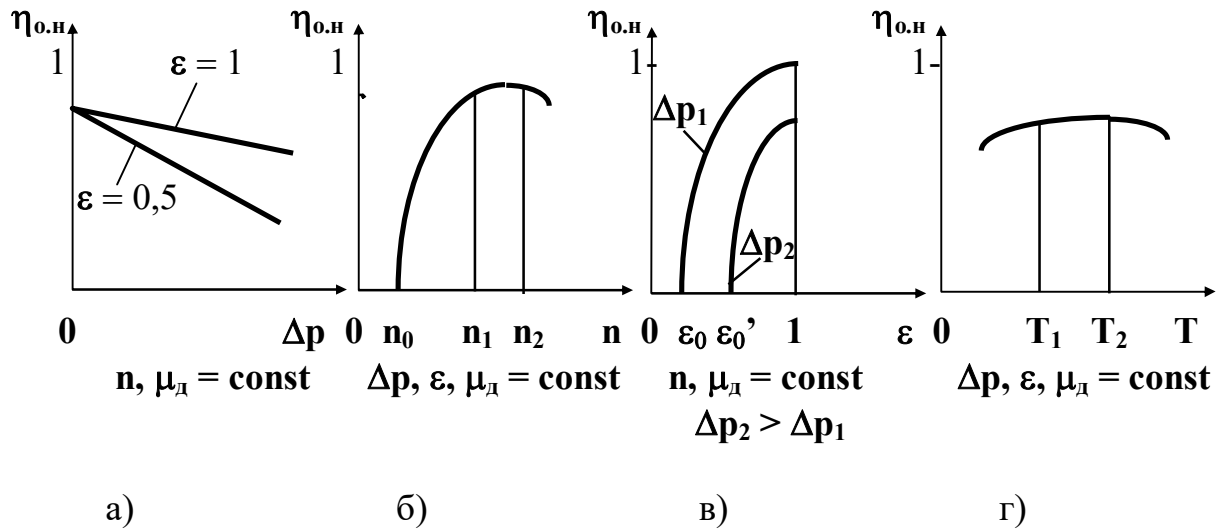


Рис. 3.3. Залежності об'ємного ККД  $\eta_{o.n}$  насоса від перепаду тисків  $\Delta p$  (а), частоти обертання  $n$  (б), параметра регулювання  $\varepsilon$  (в) і температури  $T$  робочої рідини (г)

В'язкість  $\mu_d$  мінеральних масел - найбільш розповсюджених робочих рідин - зменшується зі збільшенням температури  $T$  цих рідин. Тому зі збільшенням  $T$  зростають втрати  $N_{вт}$  [див. вираз (3.5)], але одночасно - покращуються умови заповнення робочих камер, тобто зменшуються втрати на всмоктуванні. При зміні температури від  $T_1$  до  $T_2$  ККД  $\eta_{o.n}$  знаходиться в припустимих межах (рис. 3.3, г). При  $T > T_2$   $\eta_{o.n}$  падає в зв'язку зі зменшенням  $\mu_d$ , а отже, зі збільшенням втрат. При  $T < T_1$   $\eta_{o.n}$  падає в зв'язку зі збільшенням  $\mu_d$ , а отже, зі збільшенням втрат на всмоктуванні. ККД  $\eta_{o.n}$  при інших рівних умовах тим більший, чим менше величина зазорів, що припадають на одиницю теоретичної подачі. Габарити насоса, а отже, зазори зростають не прямо пропорційно теоретичній подачі, але в значно меншому ступені. Тому серед типорозмірів насосів однієї конструктивної схеми насос, розрахований на більшу подачу, матиме більший  $\eta_{o.n}$  [6].

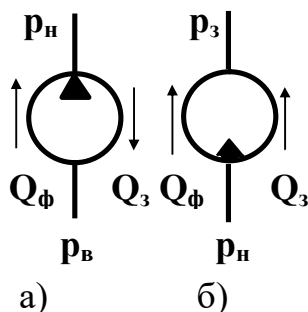


Рис. 3.4. Схеми напрямку основного потоку рідини і втрат в насосі (а) і гідромоторі (б)

В гідромоторі, як і в насосі, теоретична подача визначається за виразом (3.3). Оскільки тут робочі камери заповнюються під високим тиском  $p_n$ , то заповнення відбувається повністю і втрат на всмоктування практично немає. Втрати завжди бувають при переході з області високого в область низького тиску. В насосі втрати  $Q_з$  спрямовані проти напрямку основного потоку рідини, тобто з порожнини нагнітання з тиском  $p_n$  в порожнину всмоктування з тиском  $p_v$  (рис. 3.4, а). В гідромоторі навпаки, напрямок втрат збігається з напрямком основного потоку рідини, тобто вони спрямовані із напірної порож-

нини з тиском  $p_n$  в зливну порожнину з тиском  $p_3$  (рис. 3.4,б). Тому фактична подача  $Q_\phi$  гідромотора більша теоретичної  $Q_T$  і визначається залежністю

$$Q_\phi = Q_T + Q_3 = \varepsilon q n + c (\Delta p / \mu_d). \quad (3.8)$$

При  $Q_\phi \leq Q_3$  частота обертання вала гідромотора  $n = 0$  (рис. 3.5, а), оскільки вся подача йде на втрати. Зі зменшенням параметра регулювання  $\varepsilon$  і збільшенням  $Q_\phi$  частота обертання гідромотора зростає.

Зі збільшенням  $\Delta p$  на гідромоторі до критичного  $\Delta p_{кр}$  (максимально допустимого) його частота обертання зменшується (рис. 3.5, б) внаслідок збільшення втрат. Відносне падіння частоти обертання  $n$  тим більше, чим менший параметр регулювання  $\varepsilon$ . Максимально допустимий  $\Delta p_{кр}$  визначається зміною характеру контактної тертя (переходом рідинного тертя в напівсухе та сухе) або роботоздатністю підшипників кочення гідромашини [6].

При постійній підводимій подачі  $Q_\phi = \text{const}$  нульову  $n$  зміною  $\varepsilon$  отримати не можна (рис. 3.5, в). Зменшуючи  $\varepsilon$ , бачимо, що  $n$  необмежено зростає, а обертальний момент на валу падає [див. залежність (3.8)]. Тому у моторів  $1 \geq |\varepsilon| \geq \varepsilon_k$ , де звичайно  $\varepsilon_0 \geq 0,3$  [6].

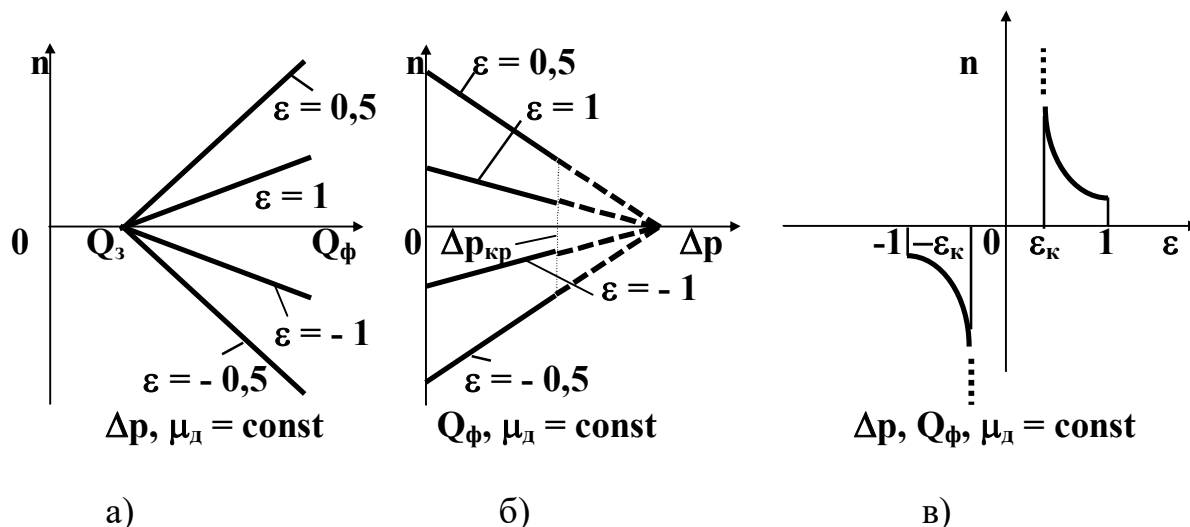


Рис. 3.5. Залежності частоти обертання  $n$  гідромотора від його подачі  $Q_\phi$  (а), перепаду тиску  $\Delta p$  (б) і параметра регулювання  $\varepsilon$  (в)

Об'ємним ККД гідромотора називають відношення його теоретичної подачі  $Q_T$  до фактичної  $Q_\phi$

$$\eta_{o,m} = Q_T / Q_\phi = Q_T / (Q_T + Q_3) = 1 / (1 + c (\Delta p / \varepsilon q n \mu_d)). \quad (3.9)$$

**Механічні втрати, механічний і загальний ККД гідромашин.** В об'ємних гідромашинах мають місце втрати енергії на тертя механічних частин і рідини, які називаються *механічними втратами*. Оскільки до на-

соса підводиться механічна енергія, а відводиться енергія потоку рідини, то обертальний момент  $M_H$  на валу насоса більший теоретичного (індикаторного) моменту  $M_T$ , що створюється перепадом  $\Delta p$ . До гідромотора підводиться енергія потоку робочої рідини, тому тут  $M_T > M_M$ , де  $M_M$  – обертальний момент на валу гідромотора. Таким чином, обертальні моменти на валу насоса і гідромотора визначаються залежностями

$$M_H = M_T + \Delta M; \quad (3.10)$$

$$M_M = M_T - \Delta M,$$

де  $\Delta M$  – втрати обертального моменту, викликані тертям деталей машини і частинок робочої рідини. Теоретичний момент об'ємної гідромашини [див. залежність (3.3)]

$$M_T = N_T / \omega = Q_T \Delta p / 2 \pi n = \epsilon q \Delta p / 2 \pi, \quad (3.11)$$

де  $N_T$  – теоретична потужність (потужність на виході насоса і вході гідромотора);  $\omega$  - кутова швидкість гідромашини. Механічні втрати в об'ємних машинах враховуються механічним ККД. *Механічний ККД насоса* [див. рівняння (3.10) і (3.11)] визначається залежністю

$$\eta_{m,h} = M_T / M_H = M_T / (M_T + \Delta M) = 1 / (1 + 2 \pi \Delta M / \epsilon q \Delta p). \quad (3.12)$$

*Механічний ККД гідромотора*

$$\eta_{m,m} = M_M / M_T = (M_T - \Delta M) / M_T = 1 - 2 \pi \Delta M / \epsilon q \Delta p. \quad (3.13)$$

*Загальним ККД об'ємної гідромашини називають відношення корисної потужності (потужності на її виході) до витраченої (потужності на її вході). Якщо через  $N$  позначити механічну потужність на валу насоса або гідромотора і врахувати об'ємні і механічні втрати потужності, що визначаються об'ємним і механічним ККД [див. (3.8), (3.9), (3.12), (3.13)], то загальні ККД насоса  $\eta_n$  і гідромотора  $\eta_m$*

$$\eta_n = N_T / N = \eta_{o,n} \eta_{m,h} = Q_n M_T / Q_T M_n; \quad (3.14)$$

$$\eta_m = N / N_T = \eta_{o,m} \eta_{m,m} = Q_T M_m / Q_m M_T.$$

**Параметри об'ємних гідромашин при вираженні їх через безрозмірні коефіцієнти.** При статичному розрахунку гідропривода втрати енергії в об'ємних гідромашини виражають через загальний, об'ємний і механічний ККД. Проводячи динамічний розрахунок, так поступати не можна, оскільки ККД гідромашин залежить від перепаду тисків, частоти оберт-

ання, в'язкості рідини і параметра регулювання. В цьому випадку втрати - апроксимують виразами, що включають безрозмірні коефіцієнти, які залежать тільки від конструкції машини і ступеня її зношування. Звичайно розглядають коефіцієнти, які враховують втрати робочої рідини, складову - тертя, пропорційну перепаду тисків і складову рідинного тертя, пропорційну в'язкості рідини і відносній швидкості поверхонь тертя [6, 7, 8].

Розглянемо методику визначення подач і обертальних моментів нерегульованих об'ємних машин. Виразимо витоки  $Q_3$  гідромашини

$$Q_3 = k_k q \Delta p / 2 \pi \mu_d, \quad (3.15)$$

де  $k_k$  - безрозмірний коефіцієнт ковзання (витоків) гідромашини. Тоді подачі насоса і гідромотора [див. залежності (3.3), (3.8)]

$$Q_{\phi.n} = q n - k_k q \Delta p / 2 \pi \mu_d - Q_{всм}; \quad (3.16)$$

$$Q_{\phi.m} = q n + k_k q \Delta p / 2 \pi \mu_d.$$

Втрати обертального моменту  $\Delta M$  апроксимують виразом

$$\Delta M = \Delta M_T + \Delta M_{p.t} + M_x, \quad (3.17)$$

де  $\Delta M_T$  - момент опору складової тертя, пропорційної перепаду тисків;  $\Delta M_{p.t}$  - момент від в'язкого опору рідинного тертя;  $M_x$  - момент холостого ходу. Моменти  $\Delta M_T$  і  $\Delta M_{p.t}$  визначають за формулами

$$\Delta M_T = k_T q \Delta p / 2 \pi; \quad (3.18)$$

$$\Delta M_{p.t} = k_{p.t} q n \mu_d,$$

де  $k_T$ ,  $k_{p.t}$  - безрозмірні коефіцієнти, що характеризують відповідні складові тертя в об'ємній гідромашині.

Враховуючи (3.10), (3.16), (3.19), знайдемо моменти  $M_n$  і  $M_m$ :

$$M_n = (1 + k_T) q \Delta p / 2 \pi + k_{p.t} q n \mu_d + M_x, \quad (3.19)$$

$$M_m = (1 - k_T) q \Delta p / 2 \pi - k_{p.t} q n \mu_d - M_x.$$

Безрозмірні коефіцієнти знаходять експериментально. Для визначення  $k_k$ , наприклад, насоса проводять експеримент і апроксимують залежність подачі  $Q_\phi$  від  $\Delta p$  (рис. 3.6, а). Грунтуючись на співвідношеннях (3.4), (3.14), за графіком знаходять  $\operatorname{tg} \alpha = Q_3 / \Delta p = k_k q / 2 \pi \mu_d$ , звідки

$$k_k = (2 \pi \mu_d / q) \operatorname{tg} \alpha. \quad (3.20)$$

Коефіцієнт  $k_{p, \tau}$  визначають, апроксимуючи експериментальну залежність  $M_H$  від  $\mu_d$  (рис. 3.6, б). За графіком, з використанням (3.18)

$$\operatorname{tg} \beta = k_{p, \tau} q n \mu_d / \mu_d,$$

звідки

$$k_{p, \tau} = \operatorname{tg} \beta / q n. \quad (3.21)$$

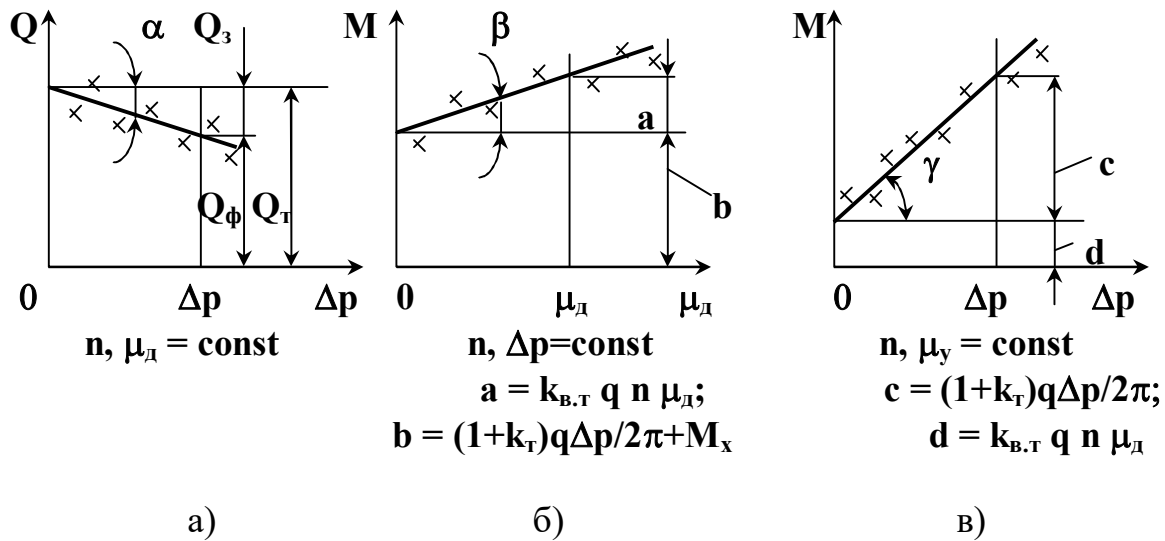


Рис. 3.6. Графіки для визначення безрозмірних коефіцієнтів за залежностями фактичної подачі  $Q$  насоса від перепаду тисків (а), обертального моменту  $M$  від абсолютної в'язкості  $\mu_d$  робочої рідини (б), обертального моменту від перепаду тисків  $\Delta p$  (в)

Для визначення  $k_{\tau}$ , пропорційного перепаду тисків, і моменту холостого ходу апроксимують прямою експериментальну залежність  $M_H$  від  $\Delta p$  (рис. 3.6, в). Із залежності (3.19) і графіка випливає, що

$$\operatorname{tg} \gamma = (1 + k_{\tau}) q \Delta p / 2 \pi \Delta p,$$

звідки

$$k_{\tau} = (2\pi/q) \operatorname{tg} \gamma - 1. \quad (3.22)$$

Момент холостого ходу знаходять, віднімаючи від експериментально визначеної величини  $(k_{p, \tau} q n \mu_d + M_x)_e$  розрахункову  $k_{v, \tau} q n \mu_d$ :

$$M_x = (k_{p, \tau} q n \mu_d + M_x)_e - k_{v, \tau} q n \mu_d. \quad (3.23)$$

Коефіцієнти  $k_k$ ,  $k_T$ ,  $k_{p,T}$ , особливо перший з них, залежать від ступеня зношення об'ємної гідромашини і змінюються в процесі її експлуатації.

Апроксимація втрат в об'ємних гідромашинах за допомогою безрозмірних коефіцієнтів застосовується при динамічних розрахунках гідроприводів, і дозволяє у зручній формі роздільно враховувати різноманітні складові втрат потужності (об'ємні, на рідинне тертя, холостого ходу) як для гідромашин, так і для інших елементів привода.

### 3.3. Насоси і гідромотори поршневих типів

В сучасних гідросистемах високих тисків (до 70 МПа) застосовують переважно роторні поршневі насоси і гідромотори. Розрізняють роторні радіально-поршневі насоси і аксіально-поршневі насоси (див. розд. 3.1). Радіальні насоси більш громіздкі, ніж аксіальні, і мають більш високі моменти інерції обертючих частин. Аксіальному розташуванню циліндрів віддають перевагу при високих швидкостях і малих обертальних моменту, радіальному – при більших крутних моменту (до 5 кН·м і вище) і малих швидкостях (до 5 об/хв і нижче). Основними вузлами всіх насосів поршневих типів є механізм подачі і вузол розподілення рідини; у насосів регульованої продуктивності до них також відноситься механізм регулювання. Механізм подачі поршневого насоса забезпечує зворотно-поступальний рух поршнів (витискачів). Звичайно дані механізми побудовані на базі кривошипно-шатунних або кулісних механізмів. Вузол розподілення рідини забезпечує живлення циліндрів рідиною в процесі ходу всмоктування і витискання її при робочому ході у нагнітальну магістраль. Вузол регулювання змінює величину і напрямок подачі рідини.

#### 3.3.1. Радіально-поршневі насоси

Радіально-поршневі насоси можна розділити на роторні і безроторні. роторні радіально-поршневі насоси виготовляють потужністю до 3000 кВт, на подачі до  $0,013 \text{ м}^3/\text{с}$  (800 л/хв) і тиски до 25 МПа. Об'ємний ККД таких насосів  $\eta = 0,72 - 0,81$  [6, 8, 9, 10, 11].

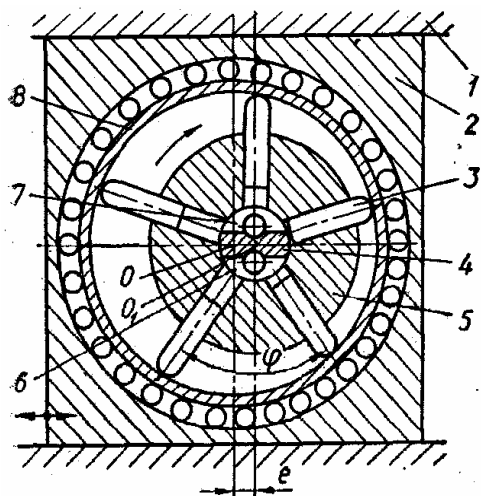


Рис. 3.7. Схема роторного радіально-поршневого насоса

В корпусі 1 радіально-поршневого насоса (рис. 3.7) по напрямку може горизонтально переміщуватись каретка 2. Нерухома цапфа 4 має пази 6 і 7, з'єднані виконаними в ній осевими отворами відповідно зі всмоктувальною і нагнітальною лініями. На цапфі посаджений з гарантовано малим зазором ротор 5 з радіально розташованими отворами - циліндрами. В кожному циліндрі переміщується поршень 3, який сферичною головкою спирається на кругову напрямку 8. Напрямна встановлена на підшипни-

ках кочення в каретці 2. Вісь  $O_1$  ротора 5 розташована на відстані ексцентриситета  $e$  відносно осі  $O$  напрямної 8. Робоча камера обмежена циліндричними поверхнями ротора 5 і цапфи 4, а також поверхнею поршня 3. При повороті ротора за напрямком стрілки, дякуючи наявності ексцентриситета  $e$  поршні крім обертального руху разом з ротором здійснюють зворотно-поступальний рух. Поршні, що знаходяться нижче горизонтальної осі насоса, рухаються від центра до периферії, всмоктуючи рідину з паза 6 цапфи в робочі камери. Поршні, що знаходяться вище цієї осі, переміщуються від периферії до центра, витискуючи рідину зі своїх робочих камер через паз 7 і верхній осьовий отвір в цапфі 4 в нагнітальну лінію. В горизонтальному положенні поршні обмежують максимальний (ліворуч) і мінімальний (праворуч) об'єми робочих камер. При цьому об'єми від'єднані від нагнітальної і всмоктувальної гідролінії перемичками цапфи 4 між пазами 6 і 7. Таким чином, виконуються чотири розглянутих в підрозділі 3.1 етапи циклу роботи насоса.

Для збільшення подачі циліндри розташовують в декілька рядів і в кожному ряду кути  $\phi$  між сусідніми осями циліндрів обирають однаковими

$$\phi = 2 \pi / z, \quad (3.24)$$

де  $z$  - число циліндрів в одному ряду.

Робочий об'єм радіально-поршневого насоса

$$q = (\pi d^2 / 2) e z z_p, \quad (3.25)$$

де  $d$  - діаметр поршня;  $z_p$  - число рядів циліндрів ротора.

Безроторні радіально-поршневі насоси (радіально-кулачкові) виготовляють з клапанним і клапанно-щілинним розподіленням рідини і застосовують на тиски до 50 МПа і вище.

### 3.3.2. Високомоментні гідромотори

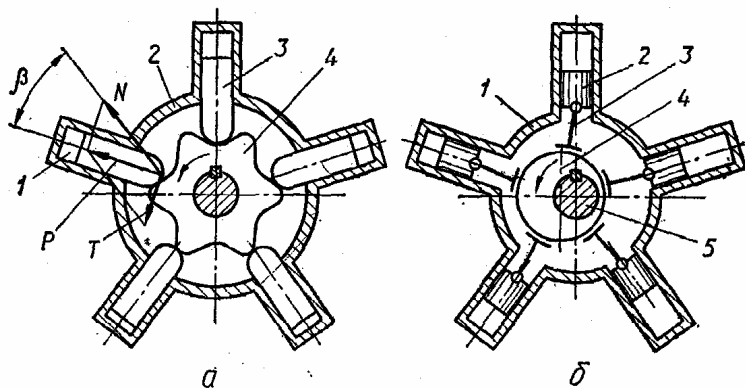


Рис. 3.8. Схеми високомоментних гідромоторів багаторазової (а) і одноразової (б) дії з нерухомими робочими камерами

Високомоментні гідромотори являють собою радіально-поршневі гідромашини, які забезпечують привод навантаження (колеса, лебідки, ходовий гвинт) без проміжного понижувального редуктора, що дозволяє зменшити масу, габаритні розміри і споживану потужність привода. Обертальні моменти високомоментних

гідромоторів звичайно знаходяться в межах 200 - 30000 Н·м при номінальному тиску 10 - 32 МПа і кутовій швидкості 0,016-1,6 с<sup>-1</sup> [6, 8, 12, 13, 14]. Для отримання більших обертальних моментів дані гідромотори виконують як машини багаторазової дії.

В схемі кулачкового мотора багаторазової дії (рис. 3.8, а) кулачок 4, виконаний у вигляді криволінійного багатокутника, жорстко зв'язаний з вихідним валом. В корпусі 2 радіально розташовані циліндри, в яких вільно переміщуються поршні 3, що взаємодіють з кулачком 4. Робочі камери обмежені циліндричними поверхнями корпусу, торцевими поверхнями поршнів і корпусу. Вузол розподілення рідини на схемі не показаний.

При подачі тиску нагнітання, наприклад, в камеру 1 сила **P**, що створюється тиском рідини розкладається на сили **N** і **T** з кутом **β** між ними. Сила **T** нормальна до осі циліндра, створює обертальний момент на валу гідромотора

$$M_1 = T \rho = F p_n \rho \operatorname{tg} \beta. \quad (3.26)$$

Обертальні моменти **M<sub>1</sub>**, викликані тиском **p<sub>n</sub>** нагнітання, через поршні 3 і кулачок 4 повертають жорстко зв'язаний з ним вихідний вал мотора. З робочих камер, в яких поршні рухаються від периферії до центру, рідина через радіальні і осьові отвори (на схемі не показані) йде на злив.

Найбільш розповсюджені високомоментні мотори одноразової дії з нерухомими робочими камерами (рис. 3.8, б) [15], в яких силова частина виконана у вигляді кривошипно-шатунного механізму. Ексцентрик 4 жорстко зв'язаний з вихідним валом 5. В корпусі 1 радіально виконані циліндри, в яких вільно переміщуються поршні 2. Поршні через шатуни 3 взаємодіють з ексцентриком 4. В таких моторах найчастіше застосовують цапфове розподілення рідини, яке виконується за схемою, поданою на рис.3.2. При підведенні тиску нагнітання, наприклад, в робочу камеру поршня 2, сила тиску рідини на поршні через шатун 3 діє на ексцентрик 4, дякуючи чому вал 5 повертається проти годинникової стрілки.

### 3.3.3. Аксіально-поршневі насоси і гідромотори

Аксіально-поршневі машини бувають з нахиленим диском і з нахиленим блоком циліндрів, безкарданні і з карданною передачею, з блоком циліндрів, що обертається і з нерухомим блоком циліндрів [6, 8, 10, 11, 16]. В деяких випадках вони мають потужності до 300 кВт. Аксіально-поршневі насоси і гідромотори надійні в роботі, мають високі ККД - об'ємний до 0,92 - 0,96, загальний - до 0,9, компактні, відрізняються малою металомісткістю і високою енергоємністю. Подача рідини регулюється за рахунок зміни кута  $\gamma$  нахилу диска або блока циліндрів, причому максимальний кут  $\gamma_{\max}$  приймають для насосів до 25 - 30°, для гідромоторів - до 30 - 35°.



Аксіально-поршневі машини з блоком циліндрів, що обертається мають, головним чином, торцеве розподілення рідини, що дозволяє виконати всмоктувальні вікна більших розмірів, ніж у радіально-поршневих машин. Такі машини виготовляють на номінальні тиски до 16 - 20 МПа (рідше - до 30 МПа) і подачі до 0,03 м<sup>3</sup>/с.

Робочий об'єм аксіально-поршневої машини

$$q = z F D_6 \operatorname{tg} \gamma = z F D_d \sin \gamma, \quad (3.27)$$

де  $z$  - число циліндрів;  $D_6$  - діаметр блока по осях циліндрів;  $D_d$  - діаметр упорного диска по осях сферичних головок шатунів;  $F = \pi d^2 / 4$  - площа поршня;  $d$  - діаметр поршня. Геометрична подача аксіально-поршневого насоса аналогічна подачі радіально-поршневого насоса і може бути визначена за виразом [6]

$$Q = F (D_6 / 2) \omega \operatorname{tg} \gamma \Sigma \sin \alpha_i, \quad (3.28)$$

де  $\omega$  - кутова швидкість обертання приводного вала.

Для аксіально-поршневого гідромотора середнє значення обертального моменту знаходять за співвідношеннями (3.11), (3.13), а миттєве значення моменту

$$M = F \Delta p (D_6 / 2) \operatorname{tg} \gamma \Sigma \sin \alpha_i, \quad (3.29)$$

де  $\Delta p$  - перепад тиску у підвідній і відвідній гідролініях мотора.

Розглянемо конструкцію гідромотора з нахиленим диском і точковим дотиком (рис. 3.9). Особливістю даної машини є подвійний ротор, що складається з блока циліндрів 5 і напрямної 8. В блоці циліндрів розташовані поршні 7, а в напрямній - штовхачі 9, які знаходяться в точковому контакті

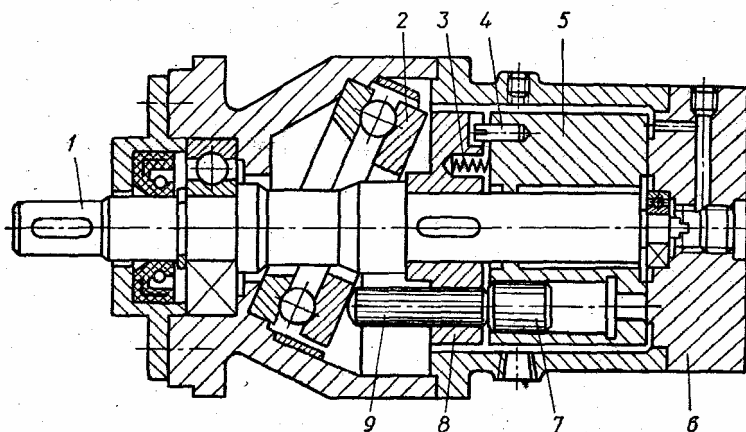


Рис. 3.9. Аксіально-поршневий гідромотор типу Г-15 з нахиленим диском і точковим дотиком

зі спеціальним упорним шариковим підшипником 2. Обертальний момент, що витрачається на подолання сил тертя в торцевому розподільнику і сил інерції циліндрового блока, передається від напрямної на блок циліндрів за допомогою штифта 4. Дякуючи цьому блок циліндрів розвантаже-

ний від вертикальних складових зусиль тиску рідини з боку поршнів. На вихідному валу блок циліндрів центрується тільки вузьким пояском, що дозволяє йому самоустановлюватися по площині розподілення. Первинне підтискання блока циліндрів до розподільника здійснюється за допомогою трьох пружин 3, а під час роботи - зусиллями тиску рідини на торцеві поверхні циліндрів блока. Зовнішні витоки з корпусу відводяться через дренажний отвір. Вихідний вал установлений на шарикопідшипниках, задній з яких змонтований в кришці 6, що виконує роль розподільного диска вузла торцевого розподілення. Високий питомий тиск в місці контакту сферичних поверхонь штовхачів і упорного шарикопідшипника обмежує допустимий тиск в таких гідромоторах  $p = 6,3 \text{ МПа}$ . Коли рідина через отвори в кришці 6 (на рис. 3.9 не показані) і вузол торцевого розподілення підводиться під високим тиском з напірної магістралі в робочі камери, на штовхачах 9 виникають радіальні сили, що створюють обертальний момент на напрямній 8 і обертають вихідний вал 1.

### 3.4. Пластинчасті насоси і гідромотори

Пластинчасті машини звичайно застосовують на подачі  $3,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$  (200 л/хв) і тиски до 12 МПа. Вони мають об'ємний ККД  $\eta_o = 0,7 \dots 0,93$  і загальний ККД  $\eta = 0,5 \dots 0,82$ . Такі машини порівняно прості, надійні, безшумні в роботі і тому широко застосовуються у металорізальних верстатах там, де в гідроприводі не потрібно розвивати високі обертальні моменти. Розрізняють пластинчасті машини одноразової і подвійної дії [6, 8, 10, 12].

Принцип дії пластинчастої гідромашини одноразової дії був розглянутий в розд. 3.1 (див. рис. 3.2). Крім цапфового розподілення рідини в подібних машинах застосовують торцеве розподілення (див. розд. 3.3.3). Подача регулюється зміною ексцентриситету  $e$ . Кут  $\phi$  між сусідніми пластинами виконують однаковим і визначають в залежності від числа пластин

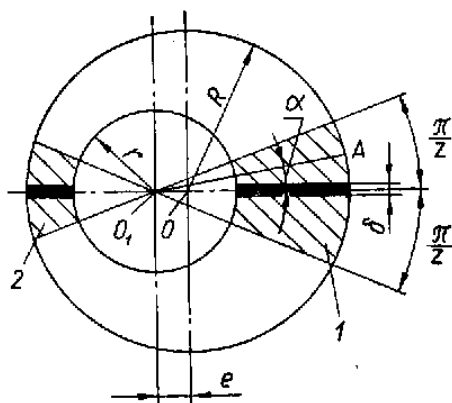


Рис. 3.10. До розрахунку робочого об'єму пластинчастої гідромашини одноразової дії

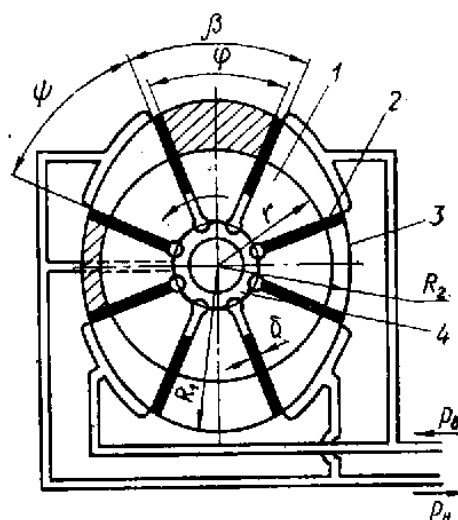


Рис. 3.11. Схема пластинчасто-го насоса подвійної дії

(робочих камер). На рисунку позначено:  $O$  - центр статорного кільця з радіусом  $R$ , на яке спираються пластини товщиною  $\delta$ ;  $O_1$  - вісь ротора радіуса  $r$ , в пазах якого, не показаних на рисунку, розташовані пластини (див. рис. 3.2); ексцентриситет  $OO_1 = e$ . Нехтуючи величинами другого порядку малості, що містять  $(e/2R)^3$  і більше ( $e \ll R$ ), знайдемо робочий об'єм  $q_1$  пластинчастої гідромашини одноразової дії (рис. 3.10) як добуток різниці максимального і мінімального об'ємів робочих камер 1 і 2 на їх число  $z$ :

$$q_1 = 4 b e R z \sin(\pi/z) \approx 4\pi b e R, \quad (3.30)$$

де  $b$  - ширина ротора.

Величина  $q_1$  не враховує втрату частини об'єму робочих камер пов'язану із кінцевою товщиною  $\delta$  пластини. Величина  $q_2$  втраченого робочого об'єму (див. рис. 3.10)

$$q_2 = z b \delta [(R + e - r) - (R - e - r)] = 2 b e \delta z,$$

і робочий об'єм

$$q = q_1 - q_2 = 2 b e (2\pi R - \delta z). \quad (3.31)$$

Якщо пази ротора 2 (див. рис. 3.2) з'єднати радіальними отворами з центральним отвором ротора, тоді пластини, які працюють як поршні, будуть подавати за один оберт ротора додатковий об'єм  $q_2$  рідини з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання, в результаті чого робочий об'єм подібної гідромашини буде визначатись за допомогою виразу (3.30).

Геометричну подачу  $Q = dV/dt$  і момент  $M$  на валу гідромашини можна визначити з умови рівності механічної і гідравлічної енергій, що підводяться і відводяться від гідромашини за елементарний час  $dt$ :

$$M d\alpha = \Delta p dV, \quad (3.32)$$

де  $dV$  - елементарний об'єм рідини;  $d\alpha$  - елементарний кут повороту ротора;  $\Delta p$  - перепад тисків. На основі виразу (3.32) робимо висновок, що у пластинчастих машин одноразової дії геометрична подача і обертальний момент змінюються так само, як і в радіально-поршневих насосах.

В насосах подвійної дії (рис. 3.11) пластини 2 вільно переміщуються в пазах ротора 1, під час пуску викидаються відцентровою силою, і в подальшому їх контакт з несучою поверхнею статора 3 (напрямною) здійснюється за рахунок відцентрової сили і тиску нагнітання, який підводить до кільцевої канавки 4. Робочі камери обмежені поверхнями статора, ротора, пластин і бокових дисків. Напрямна являє собою замкнену криву, яка включає до себе чотири перевальних ділянки (кути  $\beta$ ), виконаних по

дугах кіл радіусів  $R_1, R_2$ , і чотири перехідних ділянки (кути  $\psi$ ), на яких робочі камери з'єднуються з всмоктувальною та нагнітальною магістралями. Для ізоляції останніх  $\beta \geq \phi = 2\pi / z$ , де  $\phi$  – кут між пластинами;  $z$  – їх число. Для повного зрівноваження зусиль тиску рідини на ротор число пластин обирають парним. При обертанні ротора 1 за напрямком стрілки об'єм робочих камер за рахунок того, що  $R_1 > R_2$ , змінюється і камери по чергово з'єднуються з нагнітальною і всмоктувальною магістралями (див. підрозд. 3.1, етапи циклу роботи об'ємного насоса). Для забезпечення плавної і безударної роботи машини перевальні ділянки прямої виконують за спіраллю Архімеда або за кривою постійного прискорення.

Робочий об'єм  $q_1$  без врахування товщини пластини визначають як різницю максимального і мінімального об'ємів робочих камер (на рис. 3.11 заштриховані):

$$q_1 = 2\{[2\pi(R_1 + r)/2z](R_1 - r) - [2\pi(R_2 + r)/2z](R_2 - r)\}bz = \\ = 2\pi b(R_1^2 - R_2^2), \quad (3.33)$$

де  $b, r$  – ширина і радіус ротора.

Робочий об'єм  $q_2$ , що витрачається в зв'язку з кінцевою товщиною  $\delta$  пластини, і повний робочий об'єм гідромашини визначаються

$$q_2 = 2(R_1 - R_2)b\delta z; \quad (3.34)$$

$$q = q_1 - q_2 = 2b(R_1 - R_2)[\pi(R_1 + R_2) - \delta z]. \quad (3.35)$$

Геометрична подача насоса

$$Q = b\omega(R_1^2 - R_2^2) - Q_{п.в}, \quad (3.36)$$

де  $Q_{п.в}$  – подача пластин, що знаходяться в області всмоктування, які працюють як поршні і всмоктують рідину з порожнини нагнітання (див. рис. 3.11). Дана подача постійна, якщо кути  $\beta$  і  $\phi$  є однаковими,  $z = 8$  при виконанні перехідних ділянок за спіраллю Архімеда і  $z = 12$  при їх виконанні за кривою постійного прискорення.

### 3.5. Шестеренні насоси і гідромотори

В металорізальних верстатах широко застосовуються шестеренні насоси із зовнішнім евольвентним зачепленням і прямими зубцями [6, 7, 8, 10, 12]. Їх застосовують на номінальні тиски до 15 МПа і подачі до  $0,0034\text{м}^3/\text{с}$  (200 л/хв). Подібні насоси мають об'ємний ККД вищий 0,9 і загальний ККД до 0,85, вони прості за конструкцією, надійні в роботі, в них відсутні частини, що здійснюють зворотно-поступальний рух. Однак пуль-

сація подачі і шум при роботі більші, ніж в пластинчастих та поршневих машинах.

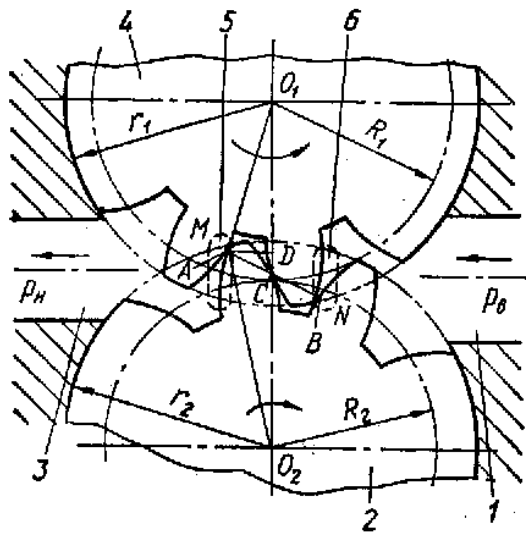


Рис. 3.12. Розрахункова схема шестеренного насоса із зовнішнім зачепленням

шестерен  $\omega_1 = \omega_2 = \omega$ )

$$Q = b \omega (h^2 + 2 R h - f^2), \quad (3.37)$$

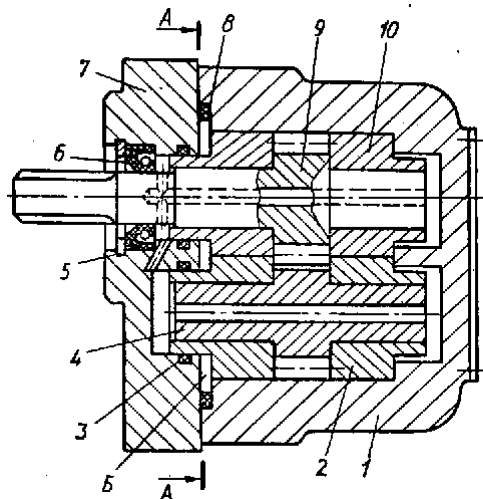


Рис. 3.13. Шестеренний насос з компенсацією торцевих зазорів (типу НШ)

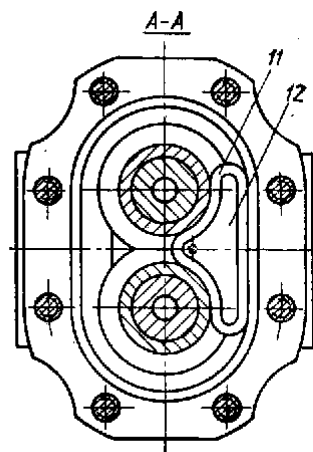
ригуванням, звичайно приймаючи міжосьову відстань

$$F_{ir} = m (z + 1), \quad (3.39)$$

де  $m$  - модуль зачеплення. Зі співвідношень (3.38), (3.39) наближено маємо

Принципова схема шестеренного насоса показана на рис. 3.12. При обертанні шестерен 2 і 4 за напрямом стрілок зубці виходять із зачеплення і западин зубців (внаслідок утворення в них вакууму) і заповнюються рідиною з порожнини 1 всмоктування. Робочі камери обмежені профілями западин зубців, поверхнями статора і бокових дисків. В порожнині 3 зубці входять в зачеплення і рідина із западин витискується у нагнітальну лінію.

Визначимо геометричну подачу такого насоса. Для однакових шестерен (з висотами головок зубців  $h_1 = h_2 = h$ , радіусами ділительних кіл шестерен 4 і 2  $R_1 = R_2 = R$ , кутовими швидкостями



де  $b$  - ширина шестерен;  $f = AC$ .

Робочий об'єм насоса з однаковими шестернями

$$q \approx 4,4 \pi b R h. \quad (3.38)$$

Для збільшення робочого об'єму число зубців шестерен обирають мінімальним:  $z = 10 - 12$ , а підрізання ножек зубців усувають ко-

$$q \approx 2 \pi b m^2 (z + 1). \quad (3.40)$$

Шестеренний насос високого тиску з компенсацією торцевих зазорів (рис. 3.13) складається із силумінового корпусу 1, в розточках якого розташовані ведуча 9 і ведена 4 шестерні. Останні виконані разом із цапфами, які спираються на бронзові втулки 2 і 10. Втулки служать підшипниками для шестерен і ущільнюють їх торцеві поверхні. Для зменшення витоків між торцевими поверхнями шестерен і втулок застосована автоматична компенсація торцевих зазорів. Робоча рідина з камери нагнітання надходить до порожнини Б між плаваючими втулками і кришкою 7 і підтискує втулки до торців шестерен. З боку шестерен на втулки тиск рідини діє на трохи меншу площу, в результаті чого питомий тиск на парі тертя є невеликим. Тиск рідини з боку шестерен в торцевому зазорі нерівномірний. Для уникнення перекосу втулок внаслідок нерівномірного навантаження частина їх тоцевої поверхні з боку всмоктування ізольована від дії підтискального тиску гумовим ущільненням 11, спрямованим пластиною 12. Витікання робочої рідини з порожнини Б запобігається ущільнювальними кільцями 3 і 8. Приводний кінець ведучої шестерні ущільнений манжетною 6, що закріплена кільцем 5.

### 3.6. Гвинтові насоси

Гвинтовий насос включає одну або декілька пар гвинтів, що знаходяться в зачепленні, щільно посаджених в розточки корпусу. При обертанні гвинтів їх нарізки, взаємно замикаючись, відсікають в западинах деякий об'єм рідини, який витискується по западині вздовж осі обертання. Оскільки виступи нарізки гвинтів в цих насосах, які виконують роль поршнів, рухаються безперервно в одному напрямку, пульсація подачі в насосі (при повному заповненні і нульовому тиску) практично відсутня. Однак при роботі під тиском вона спостерігається і обумовлена зворотними потоками при переході робочої камери з порожнини всмоктування в порожнину нагнітання. Як показали випробування, коефіцієнт нерівномірності гвинтового насоса при тисках до 6 МПа знаходиться в межах  $\delta = 6 - 7\%$ . Гвинтові насоси і гідромотори відрізняються надійністю, компактністю і безшумністю в роботі. Насоси випускаються в дво- і тригвинтовому виконанні.

Тригвинтовий насос (рис. 3.14) складається з трьох гвинтових роторів, середній з яких є ведучим, а два бокових - веденими. Нарізка гвинтів

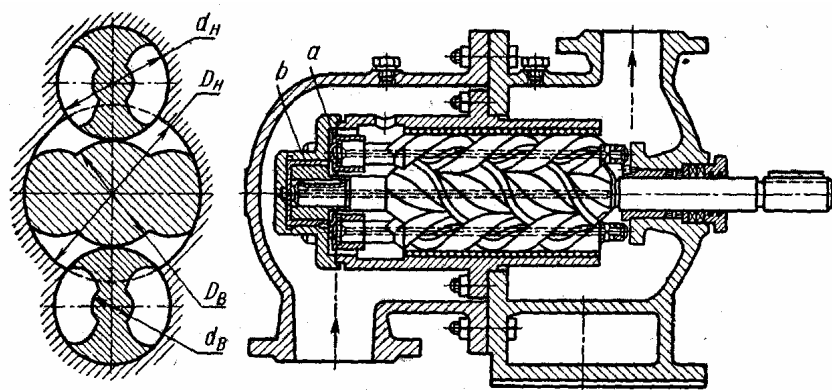


Рис. 3.14. Тригвинтовий насос

двозахідна з кутом підйому гвинтової лінії  $\sim 47^\circ$ , а профіль - циклоїдальний. Ведені гвинти (замикачі) обертаються під дією на їх нитки тиску рідини, тому їх функції зводяться лише до герметизації гідромашини. Дякуючи цьому вони не навантажені крутним моментом і відрізняються великою довговічністю. Насоси допускають великі числа обертів (до 18000 об/хв), і випускаються на витрати до 15000 л/хв з приводною потужністю до 2000к.с. Вони придатні для роботи при тисках до 20 МПа, а деякі конструкції забезпечують тиск в 35 МПа. Об'ємний ККД насосів в залежності від літражу і інших параметрів складає 0,75 - 0,95. При обертанні гвинтів рідини, що заповнює їх западини, переміщується поступально на величину одного кроку за один оберт ведучого гвинта. Тому продуктивність тригвинтового насоса за один оберт ведучого гвинта дорівнює об'єму каналів, по яких рідина рухається вздовж гвинтів в межах одного кроку. Даний об'єм дорівнює  $(F - f) t$ . Отже, розрахункова продуктивність при частоті  $n$

$$Q = (F - f) t n, \quad (3.41)$$

де  $F$  і  $f$  - площі поперечного перерізу розточок корпуса під гвинти і площа перерізу гвинтів;  $t$  - крок гвинтів; звичайно приймають  $t = 10d_3 / 3$ , де  $d_3$  - зовнішній діаметр ведених гвинтів. Для тригвинтових насосів площу поперечного перерізу потоку приймають  $(F - f) = 2,4 d_3^2$ . Вихідною величиною при їх розрахунках є діаметр  $d_3$  зовнішнього кола ведених гвинтів, через який виражають решту розмірів. Найбільш раціональними співвідношеннями між окремими параметрами гвинтів є

$$D_b = d_3; D_3 = 5 d_3 / 3; d_b = d_3 / 3; t = 10 d_3 / 3, \quad (3.42)$$

де  $D_b$  і  $D_3$  - внутрішній та зовнішній діаметри нарізки ведучого гвинта.

Для забезпечення герметичності необхідно створити постійне перекриття між камерами всмоктування і нагнітання; для цього мінімальна довжина гвинтів повинна дорівнювати  $L \approx 1,25 t$ . При даній довжині забезпечується одне перекриття каналу (западини) гвинта. Для отримання більш високих тисків передбачають декілька перекриттів, у відповідності з чим довжина гвинта збільшується. Так, для тисків 15 - 20 МПа вона приймається  $L = (6 - 8) t$ . Для компенсації осьових сил, які при високих перепадах тиску можуть досягати великих значень, застосовують гідравлічне розвантаження, для чого у торців гвинтів передбачають розвантажувальні поршні  $a$  і  $b$  (див. рис. 3.14), під які підводять рідину з робочим тиском, що створює на гвинтах зусилля зворотні за знаком основним зусиллям. Використовують також гвинтові насоси з декількома (трьома або чотирьма) парами замикачів.

### 3.7. Системи автоматичного регулювання

В практиці розповсюджені системи автоматичного регулювання за тиском (насоси граничного тиску), в яких тиск, що розвивається насосом, використовується для обмежень витрат рідини до мінімального значення. В насосах з подібним регулюванням продуктивність при збільшенні тиску на виході з насоса вище заданої номінальної величини  $p_{ном}$  зменшується і при деякому максимальному граничному тиску  $p_{max}$  знижується до нуля. При цьому насос підтримує задане граничне значення  $p_{max}$ , тоді як розрахункова продуктивність, що визначається робочим об'ємом, дорівнює витокам рідини в живильній гідросистемі і в самому насосі.

На рис. 3.15 поданий пластинчастий насос з подібним регулюванням. Статорне кільце 1 насоса утримується в нижньому положенні, відповідно-

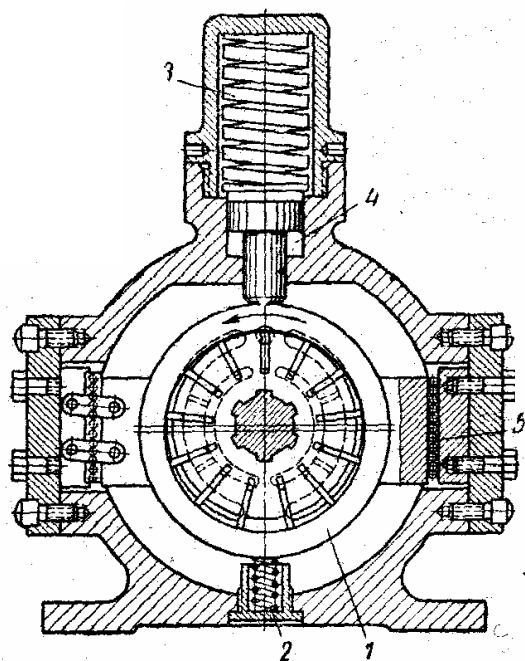


Рис. 3.15. Пластинчастий насос з автоматичним регулюванням продуктивності по тиску

яке відповідає новій рівновазі сил. Для зменшення сил тертя при переміщенні статора застосовані гольчасті опори 5.

На рис. 3.16 показана принципова схема подібного механізму, що застосована у розповсюдженому аксіально-поршневому насосі з вільно посадженими поршнями. Рідина з нагнітальної магістралі насоса підводиться у силовий циліндр 2, поршень 1 якого навантажений пружиною 5, зв'язаний за допомогою штока 3 з нахиленою шайбою 4 насоса. Зусилля пружини спрямоване в сторону повороту шайби 4 в положення максимальної продуктивності, в якому вона і буде утримуватись до моменту досягнення тиском величини, що перевищує  $p_{ном}$ , після чого кут  $\gamma$  нахилу шайби буде зменшуватись і при деякому максимальному значенні  $p_{max}$  шайба установить-

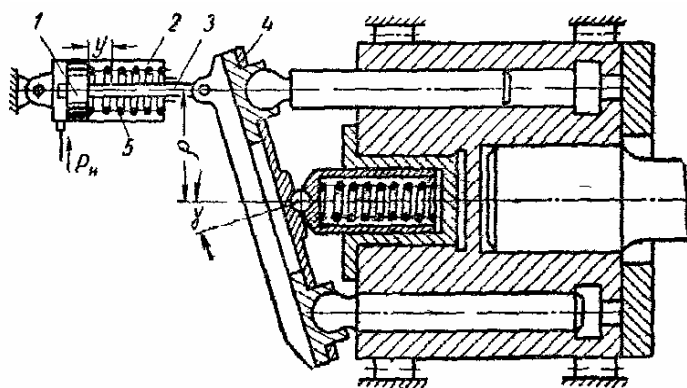


Рис. 3.16. Принципова схема механізму регулювання продуктивності аксіально-поршневого насоса

му максимальному ексцентриситету, пружиною 3. Рідина під тиском підводиться під поршень в камеру 4; при заданому тиску пружина стискається і статорне кільце під дією другої пружини 2 займає положення,

яке відповідає новій рівновазі сил. Для зменшення сил тертя при переміщенні статора застосовані гольчасті опори 5.

На рис. 3.16 показана принципова схема подібного механізму, що застосована у розповсюдженому аксіально-поршневому насосі з вільно посадженими поршнями. Рідина з нагнітальної магістралі насоса підводиться у силовий циліндр 2, поршень 1 якого навантажений пружиною 5, зв'язаний за допомогою штока 3 з нахиленою шайбою 4 насоса. Зусилля пружини спрямоване в сторону повороту шайби 4 в положення максимальної продуктивності, в якому вона і буде утримуватись до моменту досягнення тиском величини, що перевищує  $p_{ном}$ , після чого кут  $\gamma$  нахилу шайби буде зменшуватись і при деякому максимальному значенні  $p_{max}$  шайба установить-



ся в положення близьке до нейтрального ( $\gamma \approx 0$ ), коли продуктивність насоса дорівнює витокам рідини в системі. При зменшенні тиску пружина 5 зміщуватиме поршень 1 у зворотному напрямку (в бік відновлення кута  $\gamma$ ), і при тиску  $< p_{ном}$  шайба знов установиться в положення з максимальним кутом.

Розглянуті регулятори простої дії (див. рис. 3.15, 3.16) конструктивно прості і надійні в експлуатації, однак застосування їх доцільно лише в насосах з діапазоном тисків (зоною регулювання)  $(p_{max} - p_{ном})$  при зміні продуктивності від максимуму до нуля, що не перевищує  $\sim 35\%$  від  $p_{ном}$  :

$$(p_{max} - p_{ном}) / p_{ном} \geq 0,35.$$

Вказане обмеження обумовлено тим, що при зменшенні діапазона тисків  $(p_{max} - p_{ном})$ , в якому змінюється продуктивність насоса, пружина механізму стає непридатних розмірів. Для запобігання цьому застосовують двоступінчасті (слідкуючі) механізми регулювання зі зворотним зв'язком за положенням регульовального органу або за робочим тиском рідини.

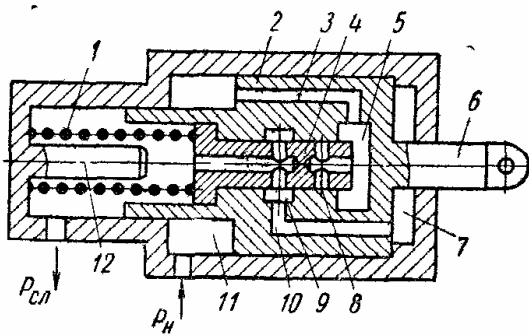


Рис. 3.17. Слідкуючий механізм регулювання продуктивності насоса зі зворотним зв'язком за положенням

надходити в порожнину 7 циліндра, і діючи на поршень 2 - переміщувати його в тому ж самому напрямку, що і плунжер 4, усуваючи при цьому розузгодження, яке створюється внаслідок зміщення останнього під дією тиску рідини. В результаті, поршень 2 буде «стежити» за рухом плунжера 4. До того, поки тиск  $p_н$  на виході з насоса не підвищиться до деякого номінального значення  $p_{ном}$ , якому відповідає прихід кромки отвору 8 до кромки каналу 9, продуктивність насоса буде максимальною, визначеною для аксіальної машини максимальним кутом  $\gamma$  нахилу шайби (див. рис. 3.16) або для радіальних насосів відповідно максимальним ексцентриситетом  $e$  (див. рис. 3.7). Після того як плунжер 4 переміститься під дією тиску в положення, при якому отвір 8 з'єднається з каналом 9, рідина надходитиме в порожнину 7, в результаті поршень 2 з тягою 7 прийде в рух, впливаючи на механізм регулювання в бік зменшення подачі насоса. В тому випадку, як-

що приріст тиску припиниться, плунжер 4 зупиниться і поршень, набігаючи на нього, роз'єднає канали 8 і 9, фіксуючи механізм регулювання в положенні проміжних витрат насоса. При подальшому збільшенні тиску до  $p_{\max}$  плунжер 4 (див. рис. 3.17) прийде до упора 12, і поршень 2 набігаючи на нього, установиться в положення, коли продуктивність буде дорівнювати витратам рідини, необхідним для компенсації її витоків в насосі і в регуляторі. В нагнітальну лінію рідина при цьому надходить не буде.

### 3.8. Об'ємні гідропередачі обертального руху

Об'ємна гідропередача (гідропривод) обертального руху (трансмісія) складається з насоса і гідромотора, а також гідроапаратури керування. Конструктивно вона може бути виконана у вигляді єдиного агрегата, що включає насос та гідромотор тієї або іншої конструкції (нероздільне виконання), або у вигляді окремих насоса і гідромотора, з'єднаних трубопроводами (роздільне виконання). В машинобудуванні розповсюджені передачі обертального руху відносно невеликих потужностей (до 50 - 100 к.с.), причому застосовуються переважно аксіально-поршневі типи насосів і гідромоторів. Максимальне число обертів коливається від 3600 об/хв - для малих потужностей до 350 об/хв - для великих потужностей; точність регулювання вихідної швидкості - біля 5%.

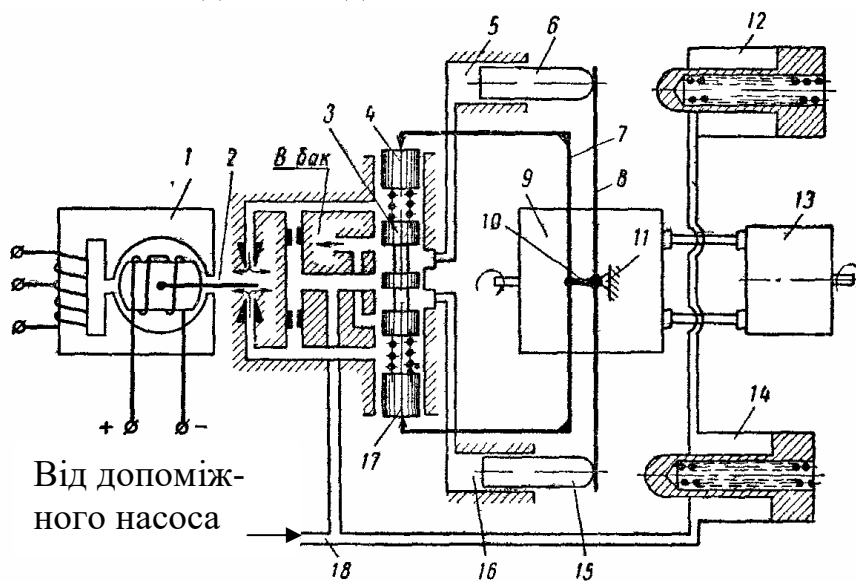


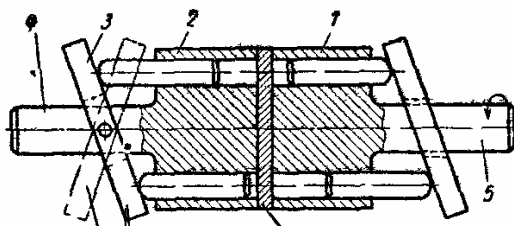
Рис. 3.18. Схема регулювання гідропередачі (трансмисії) з насосом і мотором аксіальних типів

**Регулювання швидкості гідропередачі.** При середніх і вище потужностях ( $N > 10$  к.с.) розповсюджена система регулювання вихідної швидкості передачі з використанням об'ємних насоса і гідромотора, один з яких або обидва є гідромашинами з регульованим робочим об'ємом. В системах

гідроавтоматики широко використовується об'ємне регулювання за допомогою двокаскадного підсилювача типу сопло - заслінка. На рис. 3.18 подана принципова гідравлічна схема подібної гідропередачі, яка складається з регульованого насоса 9, керованого за допомогою підсилювача типу сопло-заслінка 2 з електромагнітним перетворювачем 1 і нерегульованого гідромотора 13. При зміщенні заслінки 2 із середнього положення рівність ти-

сків під поршнями 4 і 17 буде порушена, і плунжер 3 розподільного золотника зміститься на деяку величину, пропорційну куту повороту заслінки. При середньому положенні плунжера 3 рідина в циліндри 5 і 16 надходить не буде. Якщо тиск в циліндрах 5 і 11 однаковий, то важіль 8 керування поворотом люльки буде знаходитись в середньому положенні. Жорсткий зворотний зв'язок на поршні 4 і 17 здійснюється з вала 11 люльки насоса за допомогою важеля 10 і рами 7. Циліндри 12 і 14 призначені для установки люльки при втраті тиску в магістралі 17 (що живиться допоміжним насосом) в середнє положення, яка здійснюється за допомогою пружин. При наявності в магістралі тиску дані поршні, утоплюючись в циліндри, відтискаються від важеля 8, забезпечуючи його свободу переміщення під дією поршнів 6 і 15. Досвід показує, що в електромеханічному перетворювачі, виконаному у вигляді поворотних електромагнітів, кут повороту якоря є пропорційним напрузі на керуючій обмотці електромагніту.

**Гідродиференціальна передача.** В подібних передачах диференціювання здійснюється гідравлічним способом. Відповідна схема подана на рис. 3.19. Насос 2 (регульована частина) і мотор 1 (нерегульована частина) або обертаються як одне ціле, або мотор обертається з меншою або більшою швидкістю, ніж насос. При нульовому куті нахилу шайби 3 гідромотор жорстко зв'язується з насосом через рідину, замкнену в їх циліндрах,



Положен. реверса      Положен. прям. ходу      Розподілювальний диск

Рис. 3.19. Принципова схема передачі гідродиференціального типу

причому “проковзування” валів насоса 4 і мотора 5 визначається об'ємними витоками рідини, замкненої в циліндрах. При нахилі шайби насоса гідромотор буде отримувати, крім основного руху разом з насосом, ще і відносний рух, який в залежності від напрямку подачі насоса буде збільшувати, або зменшувати швидкість вихідного вала 5. В першому випадку

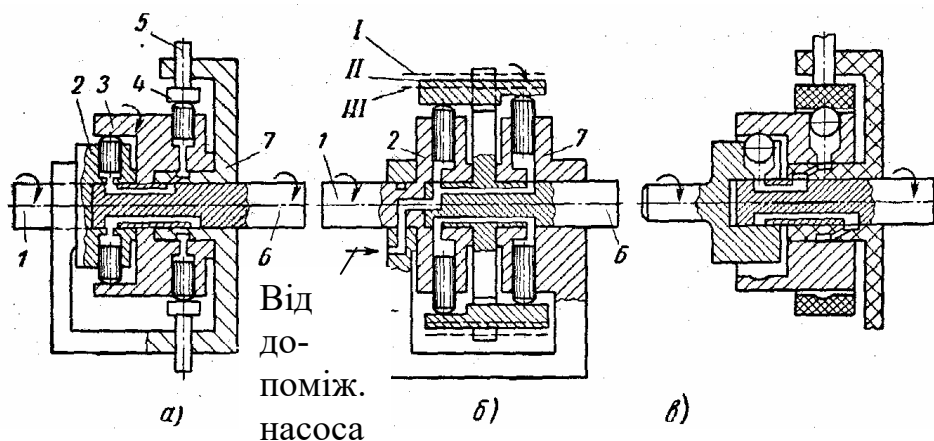


Рис. 3.20. Схеми гідродиференціальних передач радіального типу

насос 2 подає рідину в робочу порожнину мотора 1, а в другому - робоча порожнина мотора з'єднується з неробочою (всмоктувальною) порожниною насоса, тому частина рідини з робочої порожнини мотора буде відбиратись насосом. Внаслідок цього вал гідромотора буде "проковзувати" відносно вала насоса, який в даному випадку діє як гідромотор, повертаючи приводному двигуну частину потужності, що відбирається у нього, в результаті число обертів вала гідромотора зменшиться.

На рис. 3.20, а показана схема диференціальної передачі радіального типу. Поршневий блок 2 насоса 7 зв'язаний з вхідним валом 1, а блок 3 гідромотора - з вихідним валом 6. Величини ходів поршнів насоса і гідромотора, тобто їх робочі об'єми, визначаються величинами ексцентриситета блоків по відношенню до осей напрямних кілець 3 і 4. Величина ексцентриситета не регулюється і визначається положенням напрямного кільця 4 за допомогою будь-якого регулятора, що впливає на штовхачі 5. Подібне положення кільця 4 буде відповідати редукції передачі 1 : 1. При наявності ексцентриситета вихідний вал гідромотора буде отримувати через рідину уповільнення або прискорення в залежності від знака  $\epsilon$ : при  $\epsilon$  такого ж знака, що і ексцентриситет насоса, швидкість вихідного вала буде більше швидкості вхідного вала і навпаки. Подібні передачі застосовуються також з регулюванням гідромотора і насоса, що здійснюється переміщенням загального напрямного кільця. На рис. 3.20, б показані різні положення напрямного кільця, що відповідають: зупинці гідромотора (положення I); редукції 2:1 (положення II) і редукції 1:1 (положення III). Варіант передачі даного типу з шариковими поршнями поданий на рис. 3.20, в.

### 3.9. Гідроциліндри

Силовий циліндр (гідроциліндр) є об'ємним гідродвигуном з прямолінійним зворотно-поступальним рухом робочого органа (поршня або плунжера) відносно корпусу. Гідроциліндри, що застосовують у верстатобудівництві підрозділяють: за напрямком дії робочої рідини - на циліндри односторонньої дії, у яких робочий рух вихідної ланки під дією тиску рідини можливий тільки в одному напрямку, а холостий хід здійснюється за допомогою пружини або зовнішньої сили (рис. 3.21, а, б, є) і двосторонньої дії, у яких робочий хід здійснюється в двох взаємно протилежних напрямках (рис. 3.21, в - е); за конструкцією робочої порожнини - на поршневі (див. рис. 3.21, а, в - є) і плунжерні (див. рис. 3.21, б).

Основні параметри гідроциліндрів регламентує ГОСТ 6540 - 68, у відповідності з яким установлені ряди номінальних тисків  $p_{ном}$  у порожнинах від 2,5 до 63 МПа, діаметрів  $D$  поршня - від 10 до 90 мм, діаметрів  $d$  штока - від 4 до 900 мм і хода поршня (плунжера)  $L$  - від 4 до 9500 мм.

Діаметр попередньо розраховують без врахування втрат на тертя і протитиск за виразом

$$D = (4F/\pi p)^{1/2}, \quad (3.43)$$

де  $p = F/S$  - робочий тиск рідини, Па;  $F$  - зусилля, яке розвиває гідроциліндр, Н;  $S = \pi d^2 / 4$  - робоча площа поршня,  $m^2$ .

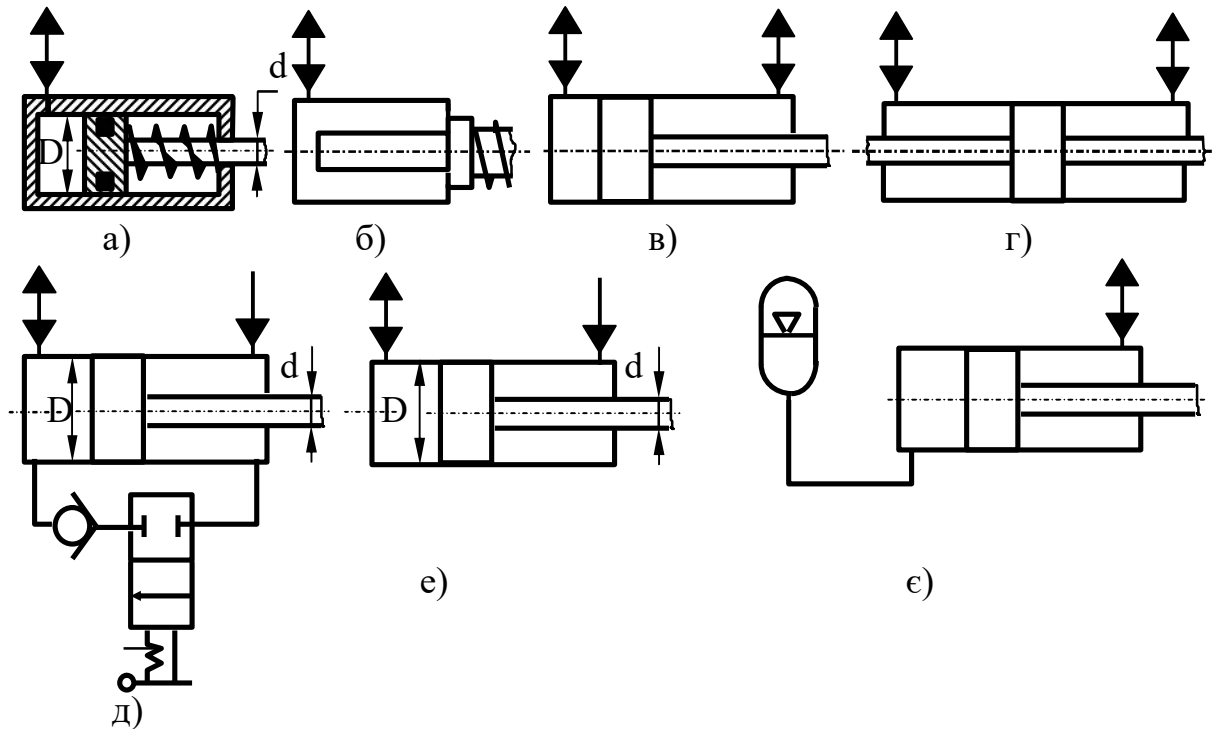


Рис. 3.21. Схеми гідроциліндрів

Об'єм гідроциліндра

$$V = S L = F L/p \text{ (м}^3\text{)}, \quad (3.44)$$

Рушійне зусилля  $F$  на штоці гідроциліндра і швидкість  $v$  його переміщення без врахування втрат на тертя, величини протитиску та витоків рідини визначають за формулами

$$F = p S; v = Q/S, \text{ (м/сек)} \quad (3.45)$$

де  $Q$  - витрати рідини,  $m^3$  /сек.

При проектному розрахунку гідроциліндрів, фактичне рушійне зусилля обчислюється таким чином

$$F_{\max} = F \eta_m, \quad (3.46)$$

де  $F$  - зусилля, розраховане за формулою (3.45);  $\eta_m = 0,97 - 0,85$  - механічний ККД гідроциліндра. Найчастіше приймають  $\eta_m = 0,95$ .

Фактичні потрібні витрати робочої рідини в гідроциліндрі

$$Q = v_T S \eta_{\text{заг}}, \quad (3.47)$$

де  $\eta_{\text{заг}} = v_{\text{ф}}/v_{\text{т}}$  - об'ємний ККД гідроциліндра;  $v_{\text{ф}}$ ,  $v_{\text{т}}$  - фактична і теоретична швидкості його поршня. В гідроциліндрах, поршні яких ущільнені гумовими або шкіряними манжетами або кільцями  $\eta_{\text{заг}} = 1$ , при ущільненні розрізними металевими кільцями  $\eta_{\text{заг}} = 0,98 \dots 0,99$

Відношення довжини  $L$  ходу поршня до діаметра  $D$  звичайно обирається  $L / D < 15$  і не повинно перевищувати 20.

Коли необхідно розвинути велике зусилля при робочому ході і високу швидкість холостого ходу застосовують гідроциліндри з тонким штоком, підключені за схемою, яка подана на рис. 3.21, д. Для здійснення робочого руху поршня рідина подається в поршневу порожнину, тоді як штокова через відкритий двоходовий розподільник (нижня позиція за схемою) і зворотний клапан - з'єднується з поршневою порожниною, що забезпечує додаткову подачу рідини в останню. Для повернення поршня у вихідне положення розподільник закривається (верхня позиція), поршнева порожнина з'єднується зі зливом, а штокова - з напірною гідролінією.

При реалізації схеми диференціального включення гідроциліндра (див. рис. 3.21, е) діаметр штока обирається за залежністю  $d = D/2^{1/2}$ . При постійній подачі рідини в штокову порожнину гідроциліндра ефективні площі поршня на холостому і робочому ході будуть рівними

$$S_{\text{еф}} = \pi d^2 / 4. \quad (3.48)$$

У відповідності з цим, швидкості і зусилля, що розвиває поршень при ході в обидві сторони будуть також рівними.

На рис. 3.27, є показана схема включення гідроциліндра в систему з гідроакумулятором. При подачі рідини в штокову порожнину гідроциліндра, його поршень буде переміщуватись ліворуч, витискуючи рідину з поршневої порожнини в газогідравлічний акумулятор. У випадку з'єднання поршневої порожнини зі зливною лінією поршень буде рухатись праворуч під дією рідини, яка стиснута в порожнині гідроакумулятора.

Зусилля, яке розвивається під час ходу ліворуч

$$F_1 = \pi (D^2 - d^2) p_{\text{н}} / 4 - \pi D^2 p_{\text{а.мак}} / 4. \quad (3.49)$$

При ході праворуч

$$F_2 = \pi D^2 p_{\text{а.мін}} / 4, \quad (3.50)$$

де  $p_{\text{а.мак}}$ ,  $p_{\text{а.мін}}$  - максимальний і мінімальний тиски в гідроакумуляторі при зміні його газового об'єму.

**Гідроциліндри спеціального призначення.** Вертикально установлений плунжерний гідроциліндр (рис. 3.22, а) призначений для переміщен-

ня вверх робочої ланки верстата або машини. Рух вниз відбувається під дією сили тяжіння.

Блок горизонтальних плунжерних гідроциліндрів (рис. 3.22, б) дозволяє отримувати робочий рух в обидві сторони.

Для здійснення великих ходів використовують телескопічні гідроциліндри (рис. 3.22, в), що складаються з двох або більшого числа секцій, загальний хід яких перевищує довжину корпусу гідроциліндра.

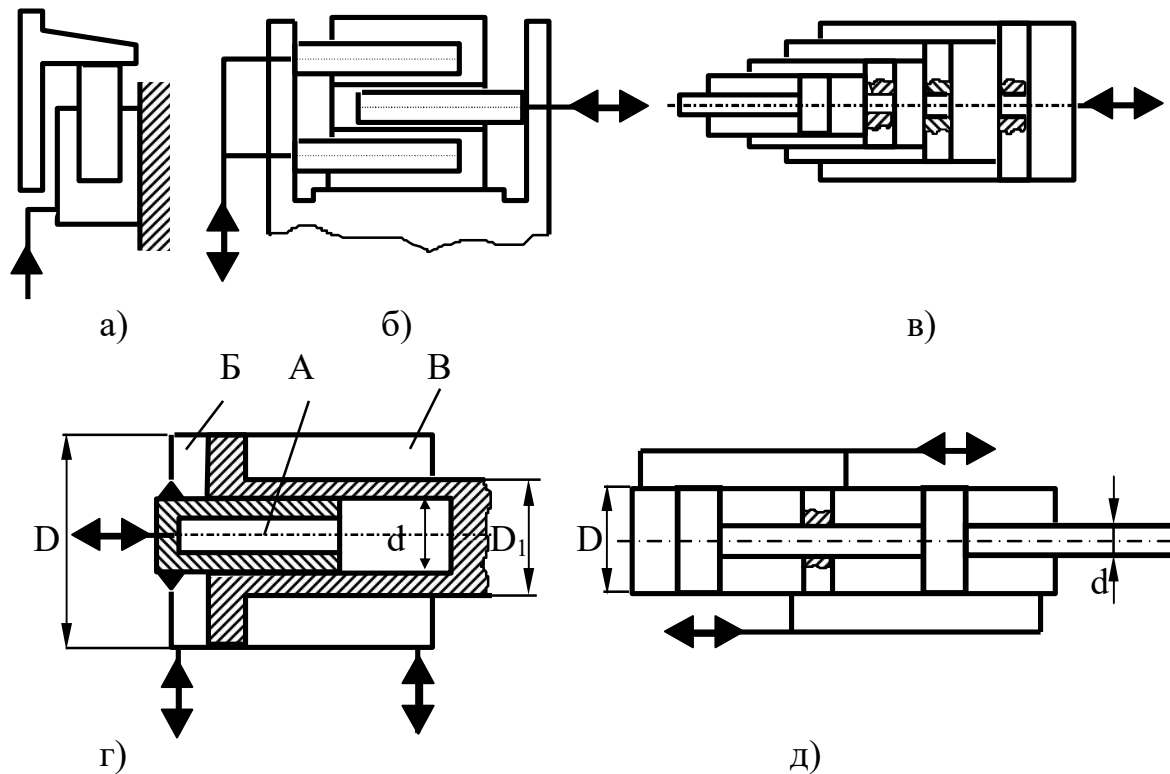


Рис. 3.22. Схеми гідроциліндрів спеціального призначення

Часто доцільно з'єднувати з рухомою частиною машини не шток, а корпус гідроциліндра. В цьому випадку рідина в робочі порожнини підводиться через гнучкі шланги або через пустотілі штоки.

На рис. 3.22, г зображена схема гідроциліндра зі східчастим поршнем, яка забезпечує декілька швидкостей робочих ходів. При подачі рідини в порожнину А отримуємо максимальну швидкість

$$v_1 = 4 Q / \pi d^2 \quad (3.51)$$

і мінімальне зусилля

$$F_1 = p \pi d^2 / 4. \quad (3.52)$$

У випадку з'єднання з напірною лінією порожнини Б маємо середнє значення швидкості і зусилля

$$v_2 = 4 Q / \pi (D^2 - d^2); \quad (3.53)$$

$$F_2 = p \pi (D^2 - d^2) / 4. \quad (3.54)$$

Якщо витрати від насоса надходять одночасно в порожнини А і Б швидкість штока буде мінімальною, а зусилля максимальним

$$v_3 = 4 Q / \pi D^2, \quad (3.55)$$

$$F_3 = p \pi D^2 / 4. \quad (3.56)$$

Швидкість і зусилля зворотного ходу (при подачі рідини в порожнину В)

$$v_4 = 4 Q / \pi (D^2 - D_1^2), \quad (3.57)$$

$$F_4 = p \pi (D^2 - D_1^2) / 4. \quad (3.58)$$

У деяких випадках, коли обмежена можливість застосування в приводі агрегатів з великими діаметрами, але не обмеженої довжини, використовують подвійні (тандем) гідроциліндри (рис. 3.22, д). Зусилля, що розвивається  $F$  і швидкість  $v$  переміщення такого двопоршневого гідроциліндра, визначаються за виразами

$$F = p(S_1 + S_2); v = Q / (S_1 + S_2), \quad (3.59)$$

де  $S_1 = \pi D^2 / 4$  і  $S_2 = \pi (D^2 - d^2) / 4$  - ефективні площі поршнів. Тандем - гідроциліндри розповсюджені в гідропідсилювачах систем керування.

### 3.10. Регулювання швидкості поршня гідроциліндра

Регулювання швидкості поршня гідроциліндра досягається зміною витрат рідини, що підводяться до його робочої порожнини. В залежності від способу, за допомогою якого здійснюється вказана зміна, розрізняють об'ємне та дросельне регулювання швидкості. *Об'ємний спосіб регулювання* реалізується за рахунок зміни об'єму робочої порожнини або частоти обертання вала насоса. При *дросельному способі регулювання* швидкість поршня змінюється шляхом збільшення або зменшення гідравлічного опору дроселя (площі його прохідного перерізу), включеного в гідравлічну схему циліндра. В даному випадку надлишкова частина робочої рідини, яка подається від насоса, - відводиться через переливний клапан в бак, не виконуючи ніякої роботи. Вибір способу регулювання швидкості залежить від багатьох факторів, зокрема від характеру зміни навантаження, швид-



кості виконавчого механізму, особливо при малих переміщеннях, необхідного тиску, потужності, а також визначається економічними міркуваннями.

### 3.10.1. Об'ємний спосіб регулювання швидкості

В гідравлічній схемі (рис. 3.23) робоча рідина від регульованого нерверсованого насоса 1 подається до розподільника 3, а від нього, в залежності від положення золотника розподільника, в ліву або в праву порожнину гідроциліндра 4. Запобігання перевантаженню системи здійснюється за допомогою клапана 2, а невеликий підпір у зливній магістралі установлюється підпірним клапаном 5. В даному випадку ліва порожнина гідроциліндра через розподільник підключена до насоса, а права - до бака. Регулювання швидкості виконується насосом, за рахунок зміни величини ексцентриситета, якщо даний насос радіально-поршневий, або нахилом шайби в аксіально-поршневих насосах. Перетікання робочої рідини: в гідроциліндрі  $q_{ц}$ , в розподільнику  $q_p$ , в насосі  $q_n$ . При певному настроюванні насоса дійсні витрати рідини, що надходять до гідроциліндра

$$Q = Q_T - q_{ц}, \quad (3.60)$$

де  $Q_T$  - теоретична продуктивність насоса;  $q_y = q_n + q_p + q_{ц}$  - витoki в агрегатах системи. Інтенсивність зворотних потоків рідини залежить від перепаду тисків  $\Delta p$  між робочими і неробочими порожнинами в агрегатах. Дана залежність має лінійний характер при зазорах в місцях сполучень 0,02 - 0,04 мм і  $\Delta p \leq 6$  МПа. Тиск в штоковій порожнині гідроциліндра під час холостого ходу визначається силами тертя в циліндрово-поршневій групі і в напрямних виконавчого механізму 5, а також силою, яка виникає від протитиску рідини в штоковій порожнині

$$p = 4 \Sigma T / \pi D^2, \quad (3.61)$$

де  $\Sigma T$  - сума сил тертя і протитиску;  $D$  - діаметр гідроциліндра.

Під час робочого ходу крім сили  $\Sigma T$  руху поршня протидіє корисне навантаження  $P$ , тому тиск в поршневій порожнині збільшиться і складе

$$p_p = 4(\Sigma T + P) / \pi D^2 \quad (3.62)$$

Збільшення тиску в системі приведе до інтенсивних зворотних потоків рідини, тому робоча швидкість буде меншою швидкості холостого ходу:

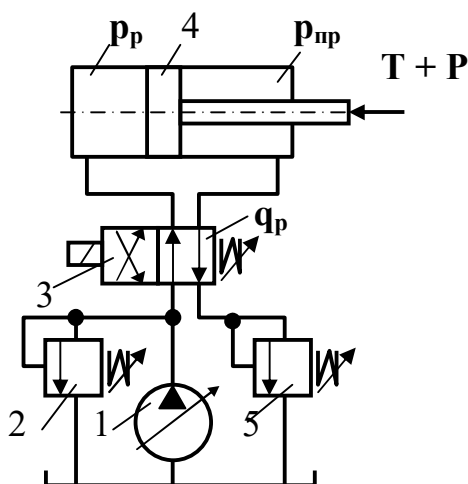


Рис. 3.23. Принципова схема об'ємного способу регулювання швидкості

$$v_p = 4(Q_T - q_y) / \pi D^2 \cong v_x - 4q_y / \pi D^2, \quad (3.63)$$

де  $v_x$  – швидкість холостого ходу.

Введемо поняття відносної зміни швидкості  $\delta$  при збільшенні навантаження від  $\Sigma T$  до  $\Sigma T + P$ :

$$\delta = (v_x - v_p) / v_p. \quad (3.64)$$

З деяким наближенням можна вважати, що

$$q_y = K \Delta p, \quad (3.65)$$

де  $K$  – питомі витоки по всій гідросистемі при перепаді тиску  $\Delta p$ ;  $\Delta p = p_p - p_x = 4 P / \pi D^2$ .

Підставивши значення всіх величин в формулу (3.64), отримуємо

$$\delta = 16 K P / \pi D^2 v_p. \quad (3.66)$$

Відносна зміна швидкості особливо велика при малих робочих швидкостях. Для великих швидкостей ( $> 1$  м/хв) вплив витоків на зміну швидкості поршня стає менш відчутним.

З аналізу роботи гідравлічної системи з об'ємним способом регулювання швидкості, а також аналізу формули (3.66) можна зробити такі висновки: 1) при малих швидкостях і перемінних навантаженнях переміщення поршня стають нерівномірними внаслідок втрат (особливо в регульованому насосі). Для більших швидкостей ( $> 1$  м/хв) вплив витоків на зміну швидкості поршня стає менш помітним; 2) для зменшення відносної зміни швидкості  $\delta$  необхідно йти шляхом усунення зворотних потоків рідини за рахунок зменшення зазорів в парах, що сполучаються і введення надійних ущільнювальних пристроїв в рухомих з'єднаннях. Зниженню  $\delta$  сприяє також збільшення діаметра гідроциліндра, що однак приводить до зростання габаритів і ваги усього механізму.

Слід відмітити, що гідросистема з регульованим насосом дає можливість безступінчасто змінювати швидкість (в діапазоні, який залежить від технічної характеристики насоса) без втрат енергії, пов'язаних з відведенням надлишку рідини під тиском через запобіжний клапан. Об'ємний спосіб регулювання швидкості застосовується в протяжних, відрізних, по-вздовжньо-стругальних верстатах, шліфувальних верстатах портального типу, призначених для шліфування станин і великогабаритних корпусних деталей, в термопластавтоматах, пресах і інших машинах. Даний вид регулювання знайшов також широке використання під час реалізації обертального руху.

### 3.10.2. Дросельний спосіб регулювання швидкості

Системи дросельного регулювання можна розділити на: системи з регульованим насосом ( $Q \neq \text{const}$ ) і постійним тиском ( $p_n = \text{const}$ ), що устатковується регулюванням переливного клапану (див. розд. 5.1); системи з нерегульованим насосом ( $Q = \text{const}$ ) і з перемінним тиском ( $p_n \neq \text{const}$ ), який визначається робочими умовами. Рідше використовують комбіновані системи. Найбільш розповсюдженою є перша схема. В даному випадку особливі переваги мають системи, в яких декілька приводів живляться від одного насоса і в швидкодіючих гідропідсилювачах з високим коефіцієнтом підсилювання за потужністю. Дросель в системах з  $p_n = \text{const}$  може бути установленим в лінії живлення (на вході) гідравлічного двигуна (рис.3.24, а) і в зливній магістралі (на виході) (рис. 3.24, б).

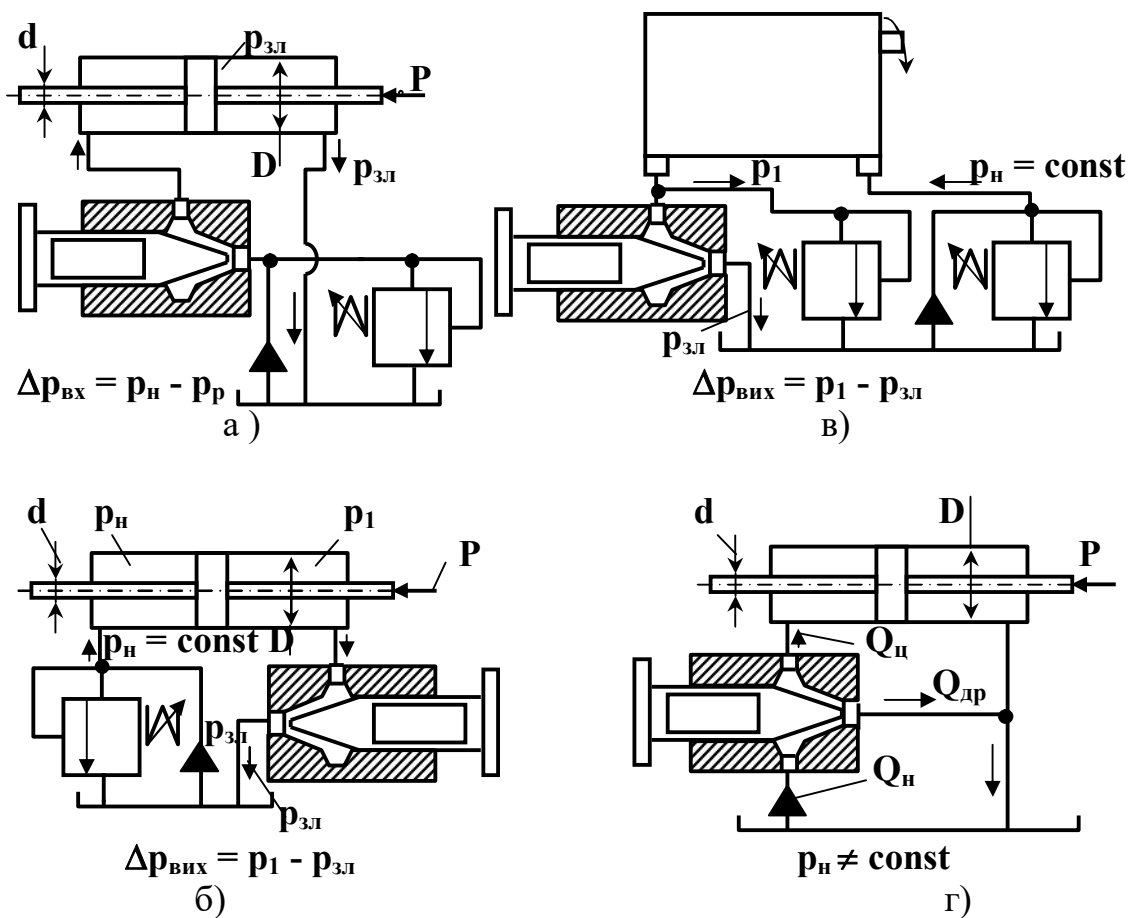


Рис. 3.24. Схеми дросельного регулювання швидкості гідродвигуна

Схеми з дроселем на виході забезпечують двосторонню жорсткість двигуна, тому вони можуть застосовуватись в системах зі знакоперемінними навантаженнями. В подібних випадках схеми з дроселем на вході менш придатні, оскільки при зміні знаку зовнішнього навантаження двигуна швидкість руху його штока може значно збільшуватись, у зв'язку з тим, що дросель цьому збільшенню не протидіє. Дана схема не придатна також для роботи в режимі великих прискорень вихідної ланки. Зі схеми, поданої на

рис. 3.24, а, видно, що при різкому зниженні витрат рідини на вході в гідроциліндр шляхом дроселювання поршень буде переміщуватись під дією сили інерції рухомої маси. Використання останньої схеми особливо недоцільно в системах з гідродвигуном обертального руху, який може працювати в перехідних режимах з високими прискореннями вихідного вала, в результаті чого інерція обертових вузлів двигуна і під'єднаної до нього маси зовнішнього навантаження може сягати значної величини. При установці дроселя на виході (рис. 3.24, в) збільшенню швидкості вихідного вала заважає опір даного дроселя. Однак при різкому гальмуванні, в лінії між ним та дроселем можуть виникати недопустимо високі тиски. Тому для захисту системи і гідромотора в з'єднувальній лінії слід установити запобіжний клапан. Крім того, дані схеми більш стійкі проти автоколивань, особливо при малих швидкостях руху гідродвигуна, ніж схеми з дроселем на вході.

Умова рівноваги сил, що діють на поршень, в схемі гідроциліндра з двохстороннім штоком при установленні дроселя на вході (див. рис. 3.24,а) може бути записана у вигляді рівняння

$$p_p F = p_{зл} F + P + T. \quad (3.67)$$

Оскільки  $p_p = p_n - \Delta p_{вх}$ , можливо написати

$$\Delta p_{вх} = p_n - p_{зл} - (P + T) / F. \quad (3.68)$$

При установці дроселя на виході (див. рис. 3.24, б)

$$p_n F = p_1 F + P + T. \quad (3.69)$$

оскільки  $p_1 = \Delta p_{вих} + p_{зл}$ , можна написати

$$\Delta p_{вих} = p_n - p_{зл} - (P + T) / F, \quad (3.70)$$

де  $\Delta p_{вх} = p_n - p_p$  і  $\Delta p_{вих} = p_1 - p_{зл}$  - перепад тиску на дроселі при установленні його відповідно на вході і на виході;  $p_n = \text{const}$  - тиск насоса;  $p_p$ -робочий тиск в гідроциліндрі для схеми з дроселем на вході (див. рис.3.24,а);  $p_{зл}$  - тиск в зливній магістралі;  $p_1$  - протитиск в неробочій порожнині гідроциліндра для схеми з дроселем на виході (див. рис. 3.24, б);  $P$  - навантаження, прикладене до штока;  $T$  - сила тертя в гідроциліндрі;  $F = \pi (D^2 - d^2) / 4$  - площа живого перерізу гідроциліндра;  $D$  і  $d$  - діаметри поршня і штока.

Перепад тиску на дроселях, а отже, і витрати рідини через них залежать від величини навантаження  $P$  на штоці гідроциліндра, причому перепади тиску в схемі з дроселем на виході і на вході будуть при всіх інших

рівних умовах рівні між собою. У відповідності з цим залежність швидкості від навантаження в даних схемах буде однаковою. Розрахунковий ККД однаковий для обох схем дросельного регулювання, однак в дійсних умовах ККД системи з дроселюванням на виході трохи нижчий, ніж для систем з дроселюванням на вході, внаслідок втрат на тертя в гідроциліндрі.

Необхідно відмітити, що системи дросельного регулювання мають відносно низький ККД, що обумовлено значними втратами енергії, оскільки в насосі системи незалежно від навантажень виконавчих двигунів, витрачається потужність, що відповідає повній продуктивності насоса і тиску, що визначається настроюванням переливного клапана. У відповідності з цим, при зменшенні навантаження до досить малої величини ККД може знизитись до нуля.

Найрідше використовуються системи з перемінним тиском ( $p_n \neq \text{const}$ ), в яких тиск живлення залежить від навантаження гідродвигуна (рис. 3.24, г). Надлишок рідини в даній схемі відводиться в бак через дросель, установлений паралельно з гідродвигуном (в лінії, що з'єднує напірну магістраль з баком). Рідина, що подається насосом в об'єм  $Q_n$ , ділиться на два паралельних потоки, один з яких  $Q_{ц}$  надходить до гідроциліндра, а другий  $Q_d$  переливається через дросель в бак, причому кількісно дані потоки обернено пропорційні опорам гілок:

$$Q_n = Q_{ц} + Q_d. \quad (3.71)$$

Якщо виразити гідравлічний опір дроселя через  $r_d = Q_d / \Delta p_d$ , де  $Q_d$  і  $\Delta p_d$  - витрати і перепад тиску на ньому, і знехтувати тиском в зливній магістралі, можемо написати

$$Q_{ц} = (Q_n F r_d - P - T) / F r_d = Q_n - (P + T) / F r_d. \quad (3.72)$$

Швидкість поршня, так само як і в попередніх схемах, визначається настроюванням дроселя. При закритому дроселі вона максимальна; з відкриттям щілини дроселя частина рідини починає циркулювати в бак і швидкість відповідно зменшується. Якщо при повному відкритті дроселя його опір буде меншим ніж в циліндрово-поршневій групі, то вся рідина від насоса буде відводитись через дросель в бак, а поршень зупиниться. Споживана потужність насоса, і тиск в лінії нагнітання пропорційні корисному навантаженню, тому дана гідросистема є більш економічною ніж системи з дроселем на вході або на виході, оскільки її ККД вищий. Основним недоліком останньої системи є понижена жорсткість і необхідність в незалежному джерелі живлення для кожного споживача. Крім того, точність і стійкість регулювання в даному випадку нижча, ніж в попередніх схемах з  $p_n = \text{const}$ , однак рідина нагрівається менше. Це обумовлено тим, що тиск є пропорційним навантаженню, і лише при максимальній його величині досягає значення, на яке відрегульований переливний клапан.

З аналізу роботи гідравлічних систем з дросельним способом регулювання слідує, що, незалежно від місця розташування дроселя при його незмінному настроюванні і перемінному навантаженні постійність швидкості поршня не забезпечується, що пояснюється нестабільним перепадом тиску на дроселі. З чотирьох розглянутих гідравлічних схем у верстатах отримали широке використання в основному схеми з дроселем на вході та на виході. Проведені аналітичні дослідження та експерименти [17] з метою порівняння двох даних схем, показали, що вони рівнозначні. Рівномірність швидкості при установці дроселя у відгалуженні залежить не тільки від корисного навантаження, але і від величини самої швидкості. Для стабілізації швидкості поршня в механізмах подач металорізальних верстатів, де на нього діють перемінні навантаження, застосовується дросель з регулятором, який підтримує перепад тисків на заданому рівні.

Аналіз економічної ефективності об'ємного та дросельного гідропривода в металорізальних верстатах в залежності від потужності [18], показав, що не дивлячись на менші капіталовкладення при створенні останніх, застосування їх доцільно в приводах малої і середньої потужності (до 5кВт). Експлуатаційні витрати обох приводів істотно не відрізняються за величиною; при великій потужності, витрати для привода з об'ємним регулюванням значно менші ніж привода з дросельним регулюванням.

Останнім часом, у зв'язку із необхідністю зменшення нагрівання робочої рідини, в гідросистемах агрегатних напівавтоматів, а також шліфувальних і інших прецезійних верстатів, слід вважати прогресивним застосування регульованих насосів при малій потужності до 3 кВт з автоматичним регулюванням їх продуктивності [19]. Гідросистеми з дросельним регулюванням в подібних випадках, як правило, оснащуються додатковими установками для стабілізації температури робочої рідини.

### 3.11. Поворотні гідродвигуни

Поворотні гідродвигуни використовують для отримання періодичних зворотно-поворотних рухів. В *пластинчастих поворотних гідродвигунах* (рис. 3.25, а) пластина 5 виконана разом з ротором 4 і може повертатись в середині корпусу 6. Сектор 3 з гідролініями 1 і 2 прикріплений до корпусу 6. При подачі тиску в гідролінію 1 або 2 ротор під дією перепаду тисків повертається проти або за годинниковою стрілкою. Однопластинчастий поворотний гідродвигун (див. рис. 3.25, а) має кут повороту  $270 - 280^\circ$ , однак недоліком даної конструкції є наявність значного навантаження, що створюється тиском рідини на підшипники та вал ротора. В багатопластинчастому поворотному гідродвигуні (рис. 3.25, б) кут повороту значно менший, однак вал і підшипники ротора розвантажені від сил тиску рідини.

Обертальний момент  $M$  і кутова швидкість  $\omega$  на валу ротора пластинчастого поворотного гідродвигуна визначаються залежностями

$$M = b(R - r) \Delta p [(R + r) / 2] z = (1/2) \Delta p b (R^2 + r^2) z; \quad (3.73)$$

$$\omega = 2Q / b (R - r) (R + r) z = 2Q / (R^2 + r^2) bz, \quad (3.74)$$

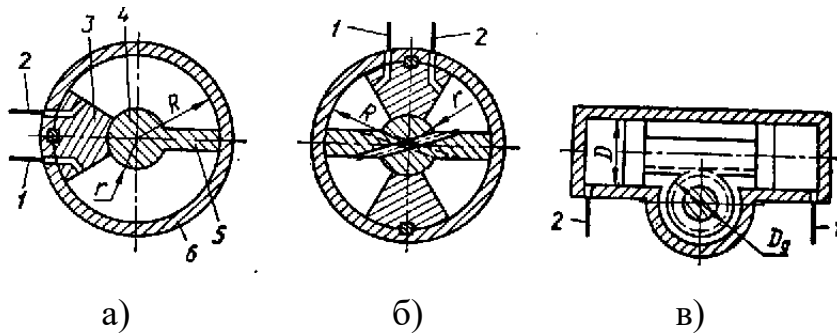


Рис. 3.25. Схеми пластинчастого (а, б) і поршневого (в) поворотних гідродвигунів

де  $b$  - ширина ротора;  $z$  - кількість пластин;  $Q$  - витрати рідини, що підводиться.

Недоліком таких двигунів є складність ущільнення прямих кутів пластин, яке звичайно здійснюється за ра-

хунок гарантовано малих зазорів. Інколи пластинчасті поворотні гідродвигуни виконують з круглими пластинами і робочими камерами, які є частиною тора.

Поршневий поворотний гідродвигун (рис. 3.25, в) це два гідроциліндри односторонньої дії з підводами 1 і 2. Поршні зв'язані загальним штоком рейкової передачі. Обертальний момент  $M$  і кутова швидкість  $\omega$  рейкової шестерні (діаметр ділильного кола  $D_d$ ) визначаються як

$$M = (\pi D^2/4) \Delta p (D_d/2) = (1/8) \Delta p \pi D^2 D_d; \quad (3.75)$$

$$\omega = 8 Q / \pi D^2 D_d. \quad (3.76)$$

При конструюванні подібних циліндрів необхідно забезпечити жорсткість їх деталей для того, щоб запобігти випинанню плоских поверхонь бокових кришок, в результаті чого може бути порушена внутрішня герметичність агрегата.

#### 4. Напрямна гідроапаратура

Напрявні гідроапарати змінюють напрямок потоку робочої рідини шляхом повного відкриття або повного закриття прохідного перерізу. До даної групи апаратів відносяться гідророзподільники, зворотні клапани, а також деякі гідроклапани тиску, розподільники і апарати, що вбудовуються і які можуть працювати в режимі напрямних гідроапаратів.

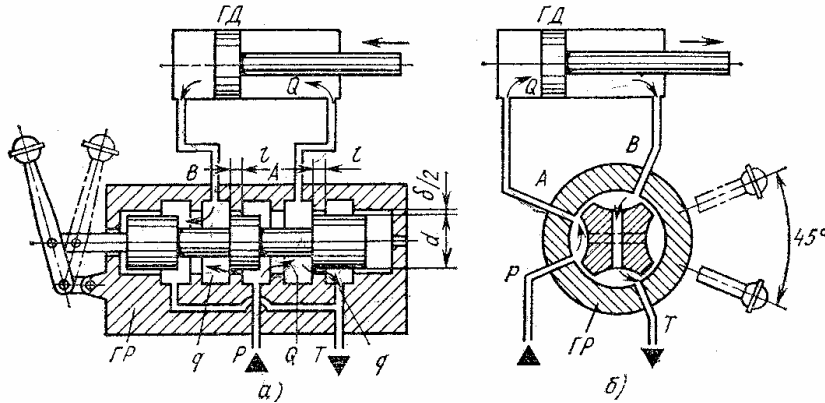


Рис. 4.1. Схеми дії розподільників золотникового (а) і кранового (б) типів

(трипозиційні розподільники), а також виконувати інші операції у відповідності з гідросхемою. Запірнорегулювальний елемент виконується у вигляді золотника з осьовим рухом або крана з поворотним рухом (рис.4.1). В положенні золотника розподільника ГР, показаного на рис. 4.1, а, потік робочої рідини  $Q$  з напірної лінії  $P$  по лінії  $A$  надходить в штокову порожнину гідродвигуна ГД, а з поршневої порожнини витискується через лінію  $B$  і розподільник в зливну лінію  $T$ . Після перемикавання розподільника праворуч (або поворота ручки на  $45^\circ$ ) напрямок потоку реверсується ( $P$ –ГР– $B$ –ГД– $A$ –ГР– $T$ ), в результаті чого змінюється напрямок руху робочого органа. Трипозиційні розподільники мають додаткову середню позицію, в якій можлива зупинка ГД.

Напрявні апарати повинні мати малі витоки, незначні втрати тиску при протіканні через них потоку рідини, мінімальні зусилля для переміщення золотника (або крана), а також можливість отримання безударного реверса руху робочого органа при обмеженому часі перемикавання. Переміщення золотника в корпусі можливе лише при наявності діаметрального зазору  $\delta$  між цими деталями, через який можливі витоки  $q$  рідини. Для зниження  $q$  необхідно зменшувати  $\delta$ , однак технологічно забезпечити  $\delta < 10 \mu\text{м}$  важко; крім того при малих зазорах знижується надійність роботи, оскільки деформації корпусу можуть викликати заклинення золотника. Для зниження витоків доцільно зменшувати  $d$  і збільшувати  $l$  поясків, що ущільнюють і приводять до небажаного збільшення втрат тиску.

Осьове зусилля, необхідне для переміщення золотника, залежить від робочого тиску, розмірів золотника, а також правильності його геометричної форми і форми отвору в корпусі. Тертя в золотниковій парі залежить

Гідророзподільники призначені для зміни напрямку або пуску та зупинки потоку робочої рідини в двох або більшому числі ліній в залежності від наявності зовнішнього впливу керування. Вони дозволяють реверсувати рух робочих органів, зупиняти їх



від часу перебування золотника у спокої під тиском. Установлено, що після витримки розподільника із золотником  $d = 25$  мм, який має два ущільнювальних пояска довжиною  $l = 4$  мм, під тиском 20 МПа впродовж 1 год на стенді, захищеному від вібрацій, зусилля, необхідне для початку переміщення золотника перевищує 500 Н. Після витримки під тиском і відключенні насоса зусилля залишається приблизно таким самим. Тертя золотника при наявності робочого тиску виникає внаслідок його нерівномірного розподілення в зазорі, що створює незрівноважене радіальне зусилля. Останнє діє лише на ті ущільнювальні пояски, по яких йдуть виточки робочої рідини, викликані перепадом тисків. Пояски, що мають однаковий тиск з обох сторін, радіальним зусиллям не навантажуються. Однією з причин виникнення затискувальних зусиль, що залишаються після зниження тиску є засмічення радіального зазору забруднювальними частками в робочій рідині. Напротіший спосіб зниження незрівноважених радіальних зусиль - прорізка на поясках ущільнювальних золотників розвантажувальних канавок шириною і глибиною 0,3 - 0,5 мм, які вирівнюють тиск в зазорі вдовж кола.

Крім гідростатичних на золотник також діють осьові гідродинамічні сили потоку робочої рідини  $P_{oc} = 0,324 Q (\Delta p_k)^{1/2}$ , де  $Q$  - витрати рідини через робочу кромку золотника, л/хв;  $\Delta p_k$  - перепад тисків на кромці, МПа. Гідродинамічні сили звичайно діють в напрямку закриття щілини. Для розподільників, що застосовуються у верстатобудівництві, ці зусилля порівняно невеликі, і спеціальних засобів для їх зменшення, як правило, не передбачається. Разом з тим, в регулювальній апаратурі компенсація  $P_{oc}$  в ряді випадків має велике значення.

При перемиканні розподільників можливі гідравлічні удари в системі. Для їх усунення на робочих кромках золотника виконують конічні фаски або дроселювальні прорізи, які забезпечують досить плавну зміну тиску в порожнинах гідродвигуна. Крім того, в розподільниках з гідравлічним і електрогідравлічним керуванням передбачається можливість регулювання швидкості переміщення золотника (час реверсу 0,05 - 3 с). Коли необхідна висока швидкодія, можуть застосовуватись розподільники з електрокеруванням, які спрацьовують за 0,01 - 0,02 с. Оскільки тягове зусилля і хід електромагніта обмежені, безпосереднє електрокерування розповсюджено для апаратів з  $D_y \leq 10$  мм; для більших типорозмірів використовується електрогідравлічне керування.

*Зворотні клапани* практично вільно пропускають потік робочої рідини в одному напрямку; при русі робочої рідини в протилежному напрямку клапани запирають потік. Зворотні клапани повинні бути герметичними у закритому і мати мінімальний гідравлічний опір у відкритому положенні.

*Гідроклапани тиску* (див. розд. 4.1) пропускають через себе потік робочої рідини при досягненні заданого тиску в лінії підведення, різниці тисків в лінії керування і лінії відведення або різниці тисків в двох лініях керування.

#### 4.1. Золотникові розподільники

Розподільники класифікують за конструкцією, типом керування, діаметром умовного прохода, числом позицій, числом основних гідроліній, гідросхемою, способом установки золотника в позицію і типом проміжної плити.

Розподільники мають два основних конструктивних виконання: типів В і Р з міжнародними приєднувальними розмірами і типу ПГ, в останні роки зняті з виробництва (крім ПГ74-24М і ПГ72-34)

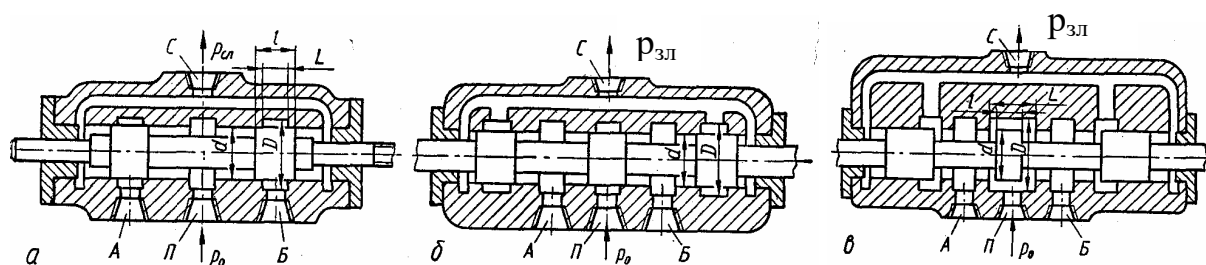


Рис. 4.2. Чотирилінійні гідророзподільники: а) – з двома поясками на плунжері; б) – з трьома поясками, закритими центром та зливом; в) – з відкритими центром та зливом

Розподільники мають п'ятикамерну (рис. 4.2, б, в) або трикамерну (рис. 4.2, а) конструкцію корпусу. В останньому випадку зливна лінія проходить через торцеві порожнини золотника. За даними фірми Region (ФРН) перевагу слід віддати п'ятикамерній конструкції, оскільки в даному випадку золотник краще центрується (зменшується знос і небезпека заклинення); ущільнення штовхача електромагніта не навантажені тиском, а отже, знижується сила тертя; відсутні обмеження на тиск в зливній лінії; суттєво знижуються діючі на золотник гідродинамічні сили потоку робочої рідини, виключаються гідравлічні удари при перемиканнях, збільшується ресурс. Разом з тим, в п'ятикамерній конструкції вимагається дренажна лінія для відведення витоків з торцевих порожнин золотника.

За типом керування розрізняють розподільники з керуванням: ручним від рукоятки або поворотної кнопки, ножним, механічним від кулачка, гідравлічним від допоміжного розподільника (пілота), електричним від штовхального електромагніта перемінного або постійного струму, електрогідравлічним, пневматичним або пневмогідравлічним.

Розподільники мають діаметри умовних проходів  $D_y$ , рівні 6, 8, 10, 16, 20, 22 і 32 мм; промисловістю випускаються також розподільники з більшими  $D_y$ , однак їх застосування у верстатобудівництві дуже обмежене.

За числом позицій, тобто фіксованих положень золотника відносно корпусу, розрізняють дво- і трипозиційні апарати.

За числом основних гідроліній розрізняють дво-, три-, чотири-, і п'ятилінійні розподільники. Різниця між двома останніми полягає в тому, що в першому з них крайні кільцеві канавки корпусу з'єднані внутрішнім ка-

налом і підключені до однієї загальної лінії (див. рис. 4.1), а в другому зв'язані з двома незалежними лініями (звичайно зливними).

Розподільники керують рухом гідродвигуна таким чином, що в крайніх позиціях золотника рух гідродвигуна реверсується, а в середній позиції трипозиційні розподільники забезпечують його зупинку. Вимагаються різні варіанти з'єднань ліній при зупинці гідродвигуна або в момент перемикування, коли золотник проходить через проміжні положення. Вказані вимоги можуть бути виконаними шляхом застосування розподільників різного виконання *за гідросхемою*, які відрізняються, в основному, осьовими розмірами золотника або геометрією його робочих кромek.

У відповідності з ГОСТ 2690 – 86 приєднання каналів і трубопроводів апаратів позначаються: Р – напірна лінія; А, В – отвори приєднання апарата до споживача; Т – зливна лінія; Х, У, V – отвори потоку керування; L – дренажний отвір (злив витоків); М – отвір для манометра.

*За способом установки золотника в позицію* розрізняють виконання розподільників з фіксацією золотника у всіх позиціях або з пружинним поверненням золотника трипозиційних розподільників у середню позицію (при керуванні від кулачка - в крайню позицію) і двопозиційних - у вихідну позицію після зняття керуючого впливу.

Розподільники типу Р ( $P_n$ ) мають два виконання *за типом проміжної плити* (з відведенням труб вниз або в сторони).

Число каналів в корпусі розподільника визначає конструкцію золотника. Він може мати два, три, чотири і більше поясків. Пояски є затворами каналів і одночасно ущільнювальними елементами конструкції.

Чотирилінійні розподільники найбільш розповсюджені і виконуються із золотниками, що можуть мати два (див. рис. 4.2, а) або три (див. рис. 4.2, б, в) пояски. Робоча рідина підводиться до розподільників через канали П, а канали А і Б приєднують до порожнин гідродвигуна. Злив здійснюється через отвір С. Довжина пояска золотника  $1$  і довжина проточок кишень в корпусі  $L$ , а також їх взаємне розташування визначають умови з'єднання відповідних каналів розподільника, а отже напрямків руху потоків рідини і витратні характеристики гідроапарата.

На рис. 4.2, а, б показані схеми розподільників, в яких при нейтральному положенні золотника канали П ізольовані від А, Б і С, що досягається перекриттям кишень корпусу поясками золотника, оскільки  $1 > L$ . Такі апарати називаються *розподільниками із закритим центром і зливом*.

На рис. 4.2, в показаний пристрій, в якому довжина середнього пояска  $1$  менше довжини  $L$  центральної проточки корпусу, а осьова відстань між крайніми поясками золотника більша відстані між кишнями корпусу, що приєднуються до злива. Тому в нейтральному положенні між кромками поясків і кишень утворюються відкриті вікна і система повністю розвантажується від тиску, оскільки канали П, А, Б з'єднуються зі зливом С. Такий апарат називається *розподільником з відкритим центром і зливом*.

Щоб зменшити зусилля керування розподільником, який перепускає великі витрати рідини, застосовують двоступінчасті (двокаскадні) пристрої. В якості розподільника першого каскаду використовують пристрої зі струйною трубкою, типу сопло - заслінка, але частіше усього - золотникові розподільники з малим діаметром золотника.

#### 4.2. Плоскі розподільники

Основні труднощі при виготовленні циліндричних золотників високої точності обумовлені складністю обробки і контролю якості внутрішньої робочої поверхні втулки. В зв'язку з тим представляє інтерес конструкція, в якій забезпечений доступ до цієї поверхні.

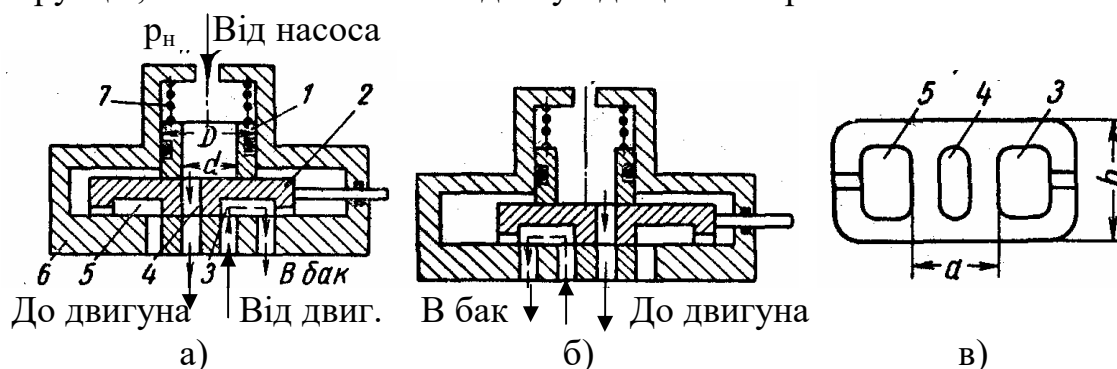


Рис. 4.3. Схеми розподільників з плоским золотником

На рис.4.3, а показана схема розподільника з плоским розподільним елементом (золотником), який задовольняє вказані вимоги. Плоский розподільний елемент 2 ковзає по плоскій основі (дзеркалу) корпуса 6, притискаючись до нього через втулку 1 пружиною 7 і тиском робочої рідини на втулку. Рідина від насоса через центральний наскрізний отвір 4 надходить в залежності від положення розподільника до лівого (див. рис. 4.3, а) або до правого (рис. 4.3, б) вікна живлення гідродвигуна і видаляється з неробочих порожнин через відповідні дренажні вікна 3 або 5. Форма вікон показана на рис. 4.3, в. Зусилля пружини підбирається таким чином, щоб був забезпечений щільний контакт при нульовому і малому тиску в системі з врахуванням тертя ущільнювальних кілець. Перевагою даних розподільників є можливість отримання високої герметичності, а також усунення, дякуючи вільній орієнтації рухомого елемента 2, імовірності його - заклинення. Оскільки зазор між рухомими деталями плоского розподільника визначається товщиною несучої масляної плівки, утруднено також прорикнення до нього твердих частинок забруднювача, внаслідок чого розподільники відрізняються високим терміном служби.

#### 4.3. Кранові розподільники

Робочими елементами даних апаратів є циліндричні або конічні золотники (пробки), які здійснюють обертальні рухи в розточці корпуса, куди вони посаджені з мінімальним зазором. В кранах і в корпусі виконані

канали і кишені, розташування яких дозволяє змінювати напрямок потоків рідини, що розподіляються і одночасно розвантажити кран від односторонніх радіальних і осьових сил. Як правило, такі пристрої застосовують для розподілення потоків рідини відносно невеликих витрат і тисків.

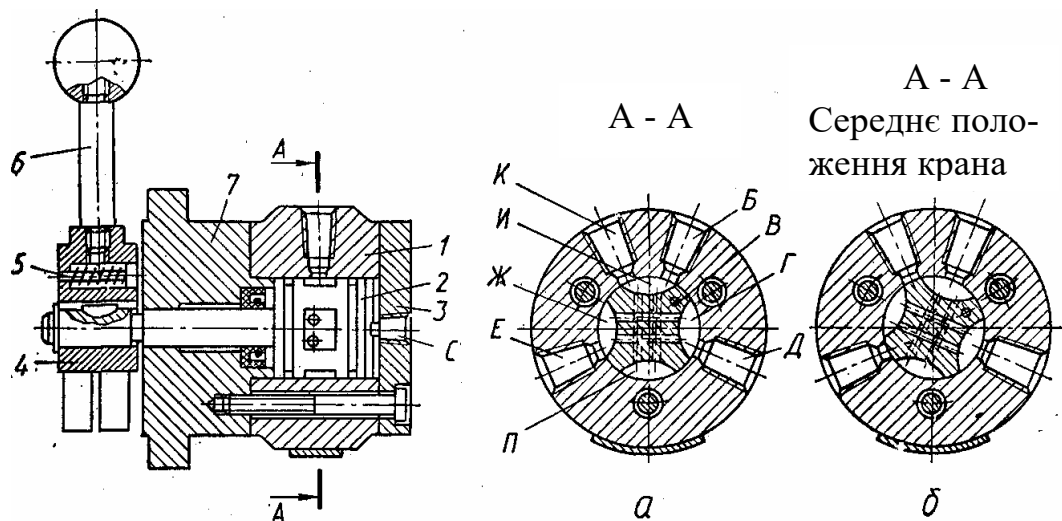


Рис. 4.4. Крановий гідророзподільник типу Г71-3: а, б – положення крана

Розглянемо крановий гідророзподільник типу Г71-3 (рис. 4.4). Пристрій складається з корпуса 1, крана 2, фланця 7, кришки 3, рукоятки 6, фіксатора 5 і вилки 4. В корпусі виконані чотири отвори, з яких К з'єднується з напірною лінією, Б і Д – з гідродвигуном, Е – зі зливною лінією. На циліндричній поверхні крана вифрезеровані чотири лиски. Кожна пара діаметрально протилежних лисок з'єднується між собою отворами. Порожнини, утворені лисками в крані і обмежені циліндричною поверхнею внутрішньої розточки корпуса, позначені як И, Ж, П, Г, забезпечують зміну напрямків руху потоків рідини. В положенні крана, зображеного на рис.4.5, а, отвір К з'єднано з камерою И і відкритий прохід рідини до споживача через отвір Б. Від споживача через отвір Д, камери Г і Ж рідина надходить на злив через отвір Е. При повороті крана на  $45^\circ$  напрямки потоків рідини змінюються на протилежні. В залежності від типу виконання розподільника при середньому положенні крана 2 (рис. 4.4, б) обидві порожнини двигуна можуть бути приєднаними до джерела живлення або до злива. Для статичного розвантаження крана від дії осьових сил його торцеві порожнини з'єднані між собою отвором В і сполучаються зі зливом через отвір С кришки 3. Кранові пристрої типу Г71-3 розподіляють потоки рідини з номінальними витратами 8 л/хв і тиском живлення до 20 МПа.

#### 4.4. Клапанні розподільники

В гідросистемах деяких машин розповсюджені клапанні розподільники, які прості у виготовленні і забезпечують практично абсолютну гер-

метичність і надійність при тривалій експлуатації, хоча і вимагають значно більших, ніж розподільники інших типів, зусиль керування.

Клапанний розподільник (рис. 4.5, а) складається з клапана 1, який під дією пружини 3 притискується до сідла в корпусі 2. Камери А і Б через канали під'єднані відповідно до гідродвигуна і напірної лінії. Якщо під дією зусилля керування  $H$  клапан переміститься вниз, то рідина з камери Б буде надходити до камери А. З метою статичного розвантаження клапанів від дії сил тиску рідини застосовують ряд конструктивних рішень. На рис. 4.5, б показана схема пристрою, де запірний клапан 2 оснащений поршнями 1 і 3 із зовнішніми діаметрами  $D_1$  і  $D_1$ . Зі схеми видно, що при  $D=D_1$  осьове зусилля  $H$  керування визначається силою пружини. Зменшуючи діаметр  $D_1$  поршня 3, можна створити умови, при яких необхідна герметичність посадки клапана 2 на сідло при досить еластичній пружині буде забезпечуватись тиском рідини  $P = p_0 (\pi/4) (D^2 - D_1^2)$ .

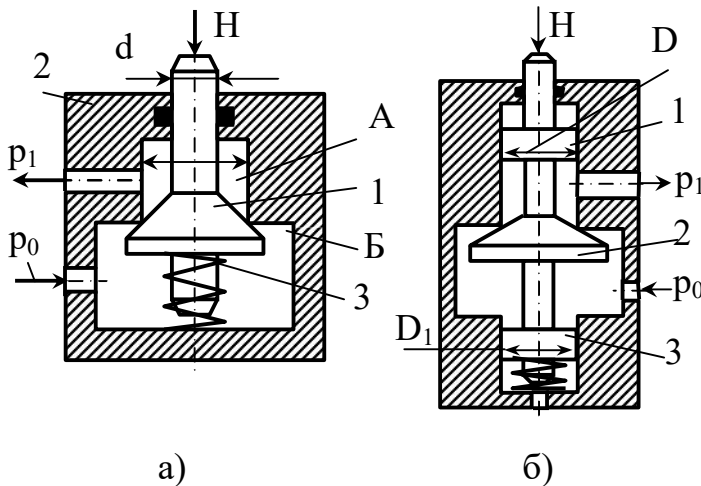


Рис. 4.5. Схеми клапанних розподільників

На рис. 4.6 показана схема трипозиційного електромагнітного розподільника прямої дії з двома клапанами 1, 4, що керуються електромагнітами 2 і 3. При включених електромагнітах кожний з клапанів притиснутий пружиною до свого сідла. При цьому магістраль нагнітання перекрита, а споживачі з'єднані зі зливом. При включенні електромагніта 2, клапан 1, стискаючи пружину, переміститься в крайнє ліве положення і притиснеться до протилежного сідла; в цьому положенні один зі споживачів з'єднається з магістраллю нагнітання. При включеному електромагніті 3 і виключеному електромагніті 2 спрацьовує клапан 4, з'єднуючи другого споживача з магістраллю нагнітання.

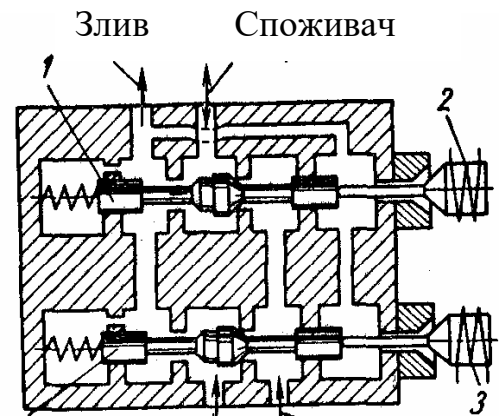


Рис. 4.6. Схема клапанного розподільника з електромагнітним приводом

#### 4.5. Зворотні клапани

Зворотні клапани за ГОСТ 21464 - 76 (рис. 4.7) (див. також даний розд. вище) складаються з корпуса 1, сідла 2, плунжера 3, пружини 4,

пробки 5, штифтів 7 і ущільнень. Прямий потік робочої рідини проходить з отвору 8 (А) в отвір 6 (В); при зміні напрямку потоку клапан запирається. Зворотні клапани - це пасивні опори, тому найкращими вважаються ті пристрої, в яких втрати енергії потоку мінімальні. В залежності від форми запирального елемента (затвора) розрізняють шарикові, пластинчасті, конічні і золотникові клапани. В більшості конструкцій затвори клапанів підтиснуті до сідла пружиною зусиллям, розрахованим тільки на подолання сил тертя і ваги затвора. Посадочні поверхні сідла шарикових і конічних затворів виконують у вигляді частин корпусу, чим забезпечується найкраща герметичність клапанів. Конструктивні схеми клапанів, зображені на рис. 4.1, при дотриманні викладених вимог до їх пружин можна розглядати і як схеми зворотних клапанів. Зворотні клапани без пружин монтується тільки вертикально, сідлом донизу. В цьому випадку затвор на сідло сідає під дією власної ваги і ваги рідини. Найпростіші у виготовленні, але найменш надійні в експлуатації шарикові клапани, оскільки, пропускаючи рідину, шарик повертається, вібрає, що викликає викривлення як його поверхні, так і сідла, а отже і порушення герметичності клапана. Щоб забезпечити більш надійну герметичність таких гідроапаратів послідовно з'єднують декілька зворотних клапанів.

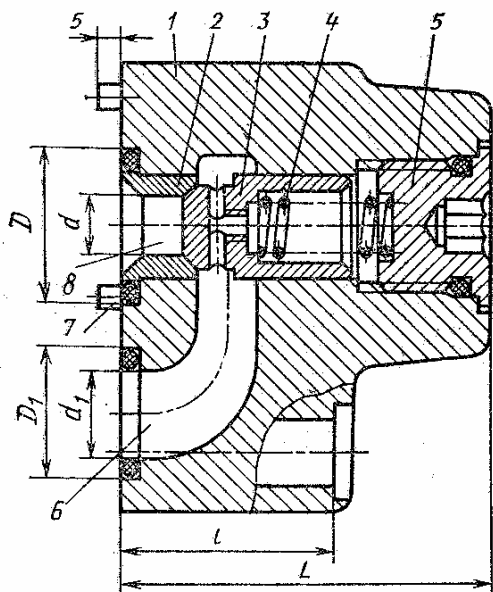


Рис. 4.7. Зворотний клапан

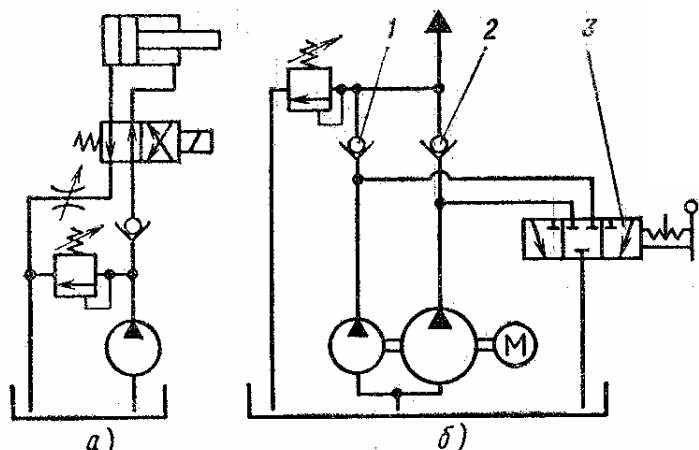


Рис. 4.8. Типові схеми застосування зворотних клапанів за ГОСТ 21464 - 76

В схемі рис. 4.8, а зворотний клапан виключає можливість зливу робочої рідини з гідросистеми при виключенні насоса. Зворотні клапани 1 і 2 (рис. 4.8, б) дозволяють незалежно розвантажувати насоси за допомогою розподільника 4. В ряді випадків зворотні клапани з нормальною або підсиленою пружиною можуть застосовуватись і для створення підпору в окремих ділянках гідросистеми.

## 5. Контрольно-регулювальна гідроапаратура

Контрольно-регулювальні гідроапарати змінюють тиск, витрати і напрямок потоку робочої рідини шляхом часткового відкриття робочого прохідного перерізу. До таких апаратів відносяться клапани тиску, що обмежують, підтримують або регулюють тиск в гідросистемі; дроселі та регулятори витрат, які підтримують задані витрати рідини, а також дроселювальні гідророзподільники, що забезпечують зміну витрат і напрямку потоку рідини в декількох лініях одночасно (див. розд. 4).

### 5.1. Клапани тиску

Клапани тиску діляться на напірні запобіжні (або переливні), редукційні і клапани різниці тисків. Існують також комбіновані апарати, що виконують функції переливного або редукційного клапанів (в залежності від напрямку потоку), редукційного клапану і реле тиску. *Запобіжні клапани* захищають привід від тисків, що перевищують установлене значення. Вони діють лише в аварійних ситуаціях (пропускають рідину з напірної лінії в зливну) на відміну від *переливних клапанів*, призначених для підтримання заданого тиску шляхом безперервного зливу рідини під час роботи. У верстатах запобіжні клапани, як правило, працюють в режимі переливних.

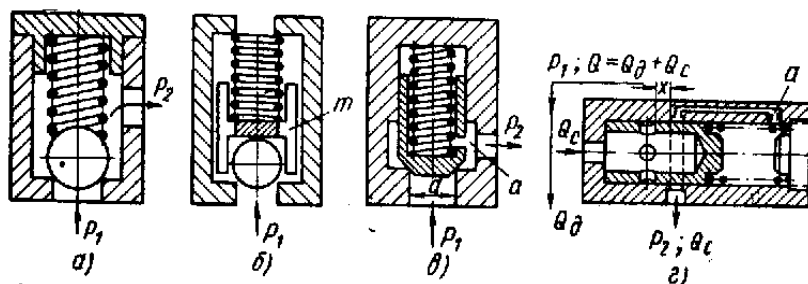


Рис. 5.1. Гідроклапани тиску шарикового (а і б), конусного (в) і плунжерного (г) типів

При невеликих витратах і робочих тисках застосовують запобіжні клапани прямої дії (рис. 5.1), принцип дії яких оснований на зрівноваженні тиску робочої рідини, що діє на затвор запірно-регулю-

вального елемента, зусиллям пружини або вантажу. Коли сила, що створюється тиском, подолає зусилля пружини (вантаж), клапан підніметься зі свого сідла і відкриє прохід для рідини. Площа живого перерізу і конфігурація щілини проходу визначають гідравлічний опір клапана потоку рідини і будуть впливати на зміну тиску в напірній і зливній гідролініях, до яких підключений гідроклапан. В залежності від форми запиральних елементів розрізняють: шарикові клапани (див. рис. 5.1, а, б), клапани з конічними (див. рис. 5.1, в), плунжерними (див. рис. 5.1, г) (золотниковими) і іншими затворами. Сідло каналів, що запираються може бути з гострими кромками (див. рис. 5.1, а, б, в), мати плоску, конічну, кільцеву (див. рис. 5.1, г), сферичну і іншу форму поверхні. При зростанні витрат рідини і робочого тиску різко збільшуються розміри пружини, тому в гідросистемах частіше використовують апарати непрямої дії, в яких допоміжний клапан керує переміщенням переливного золотника, підключеного до напірної і зливної гідроліній.



Запобіжні клапани повинні підтримувати постійним установлений тиск в можливо більш широкому діапазоні зміни витрат робочої рідини, що проходять через клапан. В динамічних режимах необхідна швидкодія, яка виключає різке зростання тиску під час пікових витрат (наприклад, при включенні насоса або гальмуванні гідродвигуна). Однак підвищення швидкодії часто викликає втрату стійкості, супроводжується шумом і коливаннями тиску. Тому, конструкція клапана повинна забезпечувати оптимальну величину демпфування; при цьому пік тиску не перевищує 15 - 20%.

*Редуційні клапани* забезпечують створення постійного тиску в окремих ділянках гідросистеми, зниженого у порівнянні з тиском в напірній лінії. При робочих тисках до 10 МПа (інколи до 20 МПа) для запобігання гідросистем від перевантажень, підтримання заданих тиску або перепаду тисків в підводному і відводному потоках робочої рідини, для дистанційного керування потоком і різноманітних блокувань широко застосовують *гідроклапани тиску* (напірні золотники), в яких на торець золотника діє тиск робочої рідини в одній лінії керування, а на протилежній - тиск в іншій лінії керування і зусилля пружини, що регулюється. Апарати мають дві основні лінії і дві лінії керування, причому, використовуючи ці лінії незалежно або з'єднуючи їх, можна отримати чотири виконання клапану, що мають різне функціональне призначення (клапани можуть працювати в режимі запобіжного або переливного клапанів, а також в режимах регульованих клапанів різниці тисків і клапанів послідовності).

До групи комбінованих апаратів відносяться регулятори тиску для гідроциліндрів, що врівноважують і клапани зусилля затискання. Перші призначені для підтримання установленного тиску в лінії відведення незалежно від напрямку потоку і є апаратами непрямої дії. Другі аналогічні за функціональним призначенням, є апаратами прямої дії і можуть додатково оснащуватись мікровимикачем, що контролює осьове положення золотника.

Клапани тиску розрізняються за конструкцією (див. рис. 5.1), типом керування, діаметром умовного проходу, приєднанням і номінальним тиском.

Більшість клапанів має ручне керування і лише деякі виконання запобіжних клапанів мають електричне керування розвантаженням.

Клапани, що застосовуються у верстатобудівництві, мають *діаметри умовних проходів* 10, 20 і 32 мм. Промисловістю випускаються також апарати з діаметрами умовних проходів 40 і 50 мм.

Клапани мають різьбове і стикове виконання за *приєднанням*. В першому випадку отвори корпусу для під'єднання ліній мають конічну або метричну різьбу; в других отвори виводяться на стикову площину і закінчуються цеківками під кільця для ущільнення стику між апаратом та панелями або плитами, в яких нарізана різьба для монтажу штуцерів.

За *номінальним тиском* клапани бувають на 1; 2,5; 6,3; 10; 20 і 32МПа.

На рис.5.2 показаний *гідроклапан тиску* Г-54 різьбового приєднання. Від напірної гідролінії контролю через отвори 7, 8, 9 рідина підводиться в порожнини А і Б клапана. Якщо зусилля від тиску рідини, що діє на торець золотника в порожнині Б, буде більшим ніж сила пружини 4, то золотник підніметься і з'єднає порожнини А і В. В результаті в порожнині А і, отже, в зв'язаній з нею гідролінії, установиться тиск, настроєний пружиною. При падінні тиску золотник відтиснеться пружиною в крайнє нижнє положення. Для настроювання пружини на визначений тиск в ковпаку 3 установлений регулювальний гвинт 5. Рідина з пружинної порожнини витікає

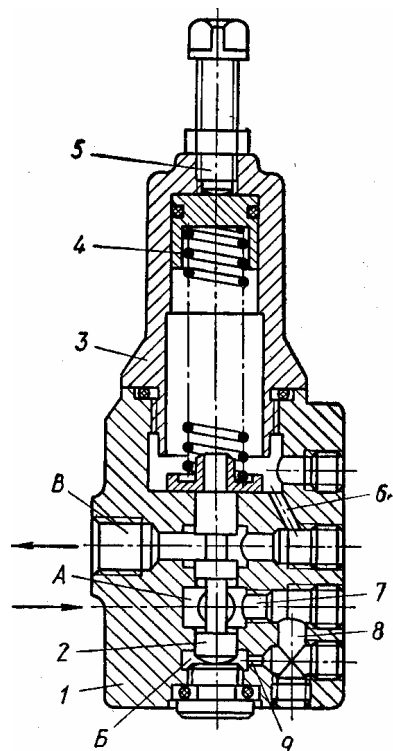


Рис. 5.2. Гідроклапан тиску типу Г-54

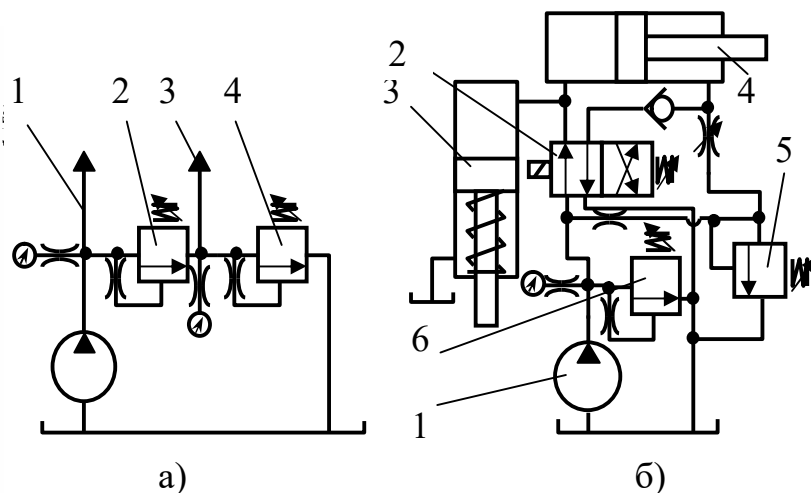


Рис. 5.3. Типові схеми застосування гідроклапанів тиску

через отвори 6 корпусу 1.

В схемі на рис. 5.3, а гідроклапан тиску 4 використовується як переливний клапан і служить для підтримання визначеного тиску робочої рідини в лінії 3, а клапан 2 – як регульний клапан різниці тисків, який забезпечує підвищення тиску в лінії 1 над тиском в лінії 3 на певну величину, що визначається настроюванням його пружини.

Клапан тиску 6 забезпечує в гідросистемі на рис. 5.3, б блокування по тиску. Робоча рідина від насоса 1 через розподільник 2 надходить в гідроциліндри затискання 3 і подачі 4, однак першим починає рух поршень гідроциліндра 3, тоді як гідроциліндра 4 – лише після відкриття клапана 5. Гідроклапан 6 захищає систему від перевантаження.

*Запобіжні клапани непрямої дії* (ТУ2-053-1-48 – 85) складаються з таких основних деталей та вузлів (рис.5.4): корпусу 4, переливного золотника 5, пружини 9, допоміжного клапана 13, а у виконанні з електричним керуванням розвантаженням – клапана-пілота (на схемі не показаний). Робоча рідина з напірної лінії підводиться в порожнину 6 клапана і відводиться з нього в зливну лінію через отвір 2. Порожнина 6 каналом 2 з'єднана з порожниною 1 і через малий отвір 7 – з порожниною 10, звідки рідина

через клапан 13 може надходити в зливну лінію по каналу 11. Якщо тиск в гідросистемі не перевищує тиску настройки клапана (регулюється гвинтом 15, який стискує пружину 14), останній закритий, тиски в торцевих порожнинах золотника 13 однакові, і золотник, притиснутий пружиною 9 до свого конусного сідла, роз'єднує напірну і зливну лінії. Коли зусилля від тиску рідини на конус 12 допоміжного клапана перевищує зусилля його пружини, конус відходить від сідла, і рідина в невеликій кількості з порожнини 6 по каналах 7, 11 проходить в зливну лінію. Внаслідок втрати тиску в отворі 7 тиск в порожнині 10 зменшується, і золотник зусиллям від тиску в порожнинах 6 і 1 переміщується вниз, стискаючи пружину 9 і з'єднуючи напірну лінію зі зливною. Переміщення золотника вниз відбувається до тих пір, поки зусилля від тиску в порожнинах 1 і 6 не зрівноважать зусилля в порожнині 10 і зусилля пружини 9, після чого тиск в порожнині 6 (в напірній лінії) автоматично підтримується постійним. Клапан може використовуватись для розвантаження системи від тиску. Якщо отвір 8 з'єднати з лінією злива, тиск в порожнині 10 впаде, і золотник 5 під дією невеликого тиску ( $\sim 0,3$  МПа) в порожнинах 1 і 6 опуститься, стискаючи порівняно слабку пружину 9 і з'єднуючи напірну і зливну лінії. При цьому робоча рідина, що подається насосом йде на злив.

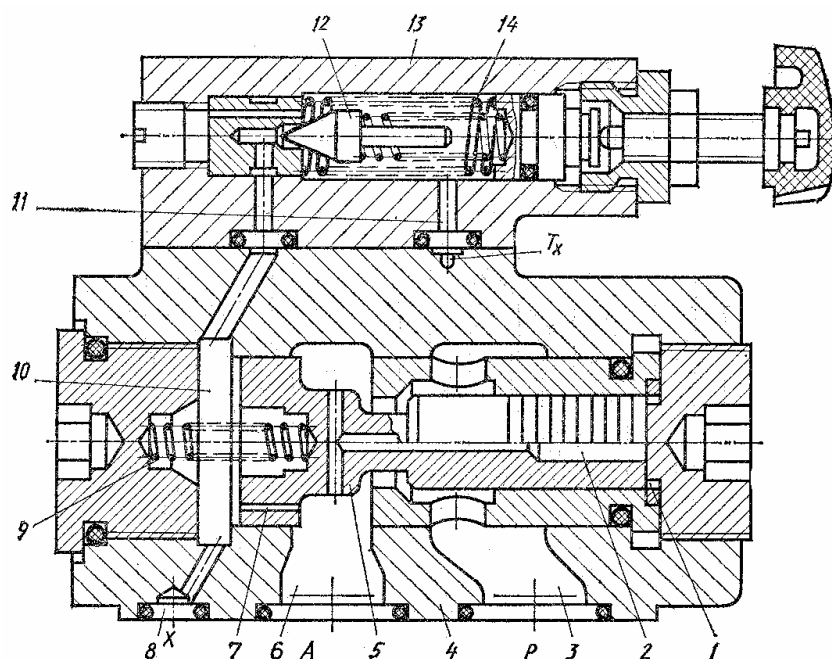


Рис. 5.4. Запобіжний клапан непрямої дії

казана одна з можливих схем застосування клапана. Робоча рідина від регульованого насоса 1 через розподільник 4 надходить в поршневу порожнину гідроциліндра 5, а з штокової витискується в бак. Тиск рідини визначається навантаженням на гідроциліндрі і контролюється манометром 2. Запобіжний клапан 3 спрацьовує при перевантаженні.

На рис. 5.5 по-

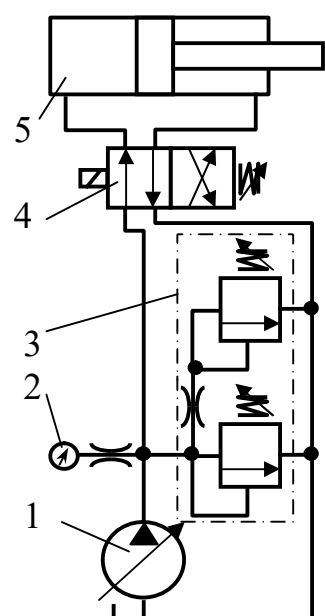


Рис. 5.5. Типова схема застосування запобіжного клапана непрямої дії

Редукційні клапани непрямої дії (ТУ2 – 053 - 747 – 85) подібні описаним вище запобіжним клапанам (див. рис. 5.4), вони складаються з тих самих деталей (за винятком золотника і корпусу) однак робоча рідина з напірної лінії Р підводиться в отвір 3 і далі через дроселювальну щілину між гільзою корпусу і робочою кромкою золотника надходить в порожнину 6, зв'язану з відводною лінією А, в якій підтримується понижений редукційний тиск  $p_{ред}$ . Злив робочої рідини з допоміжного клапана виведений окремою лінією Т<sub>х</sub>. При роботі апарата робоча рідина в невеликій кількості (1 - 2 л/хв) постійно тече з порожнини 6 через малий отвір 7, допоміжний клапан 13 і отвір 11 в лінію зливу (потік керування). При цьому тиск в порожнині 10, що підтримується клапаном 13, буде нижче тиску в порожнинах 1 і 6 на величину втрат в отворі 7. Наявність різниці тисків на торцевих поверхнях золотника 5, створює осьове зусилля, що зміщує золотник ліворуч і стискає пружину 9. Золотник робочою кромкою дроселює потік рідини, що надходить з напірної лінії в порожнину 6, внаслідок чого тиск у відповідній лінії понижується у порівнянні з тиском в напірній лінії. Потрібна величина  $p_{ред}$  настраюється клапаном 12. Випадкові зміни  $p_{ред}$  викликають переміщення золотника 5 в напрямку зменшення помилки; при зростанні тиску збільшуються витрати робочої рідини через отвір 7 і втрачається тиск в ньому, в результаті чого золотник додатково зміщується ліворуч, прикриваючи дроселювальну щілину; при зменшенні тиску пружина 9 зміщує золотник праворуч, зменшуючи дроселювання основного потоку. Оскільки потік керування постійно проходить з лінії Р через дроселю-

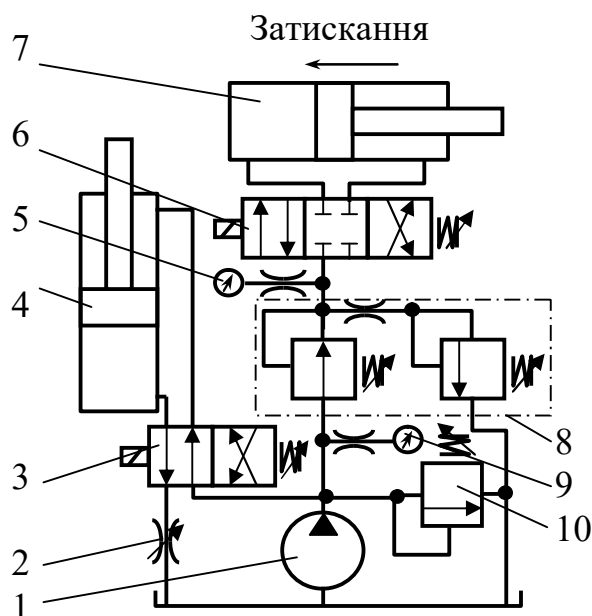


Рис. 5.6. Типова схема застосування редукційного клапана непрямої дії

вальну щілину, отвір 7 і клапан 13 в лінію Т<sub>х</sub>,  $p_{ред}$  автоматично підтримується приблизно постійним на всьому діапазоні витрат (від 0 до  $Q_{ном}$ ). Якщо за допомогою спеціального розподільника отвір 8 (лінія керування Х), з'єднати зі зливною лінією,  $p_{ред}$  падає до мінімальної величини.

На рис. 5.6 подана одна зі схем застосування клапана в затикувальних пристроях. В даній системі робоча рідина від насоса 1 під тиском настрювання клапана 10 (контролюється манометром 9) через розподільник 3 надходить в гідроциліндр 4, швидкість якого регулюється дроселем 2, і через розподільник 6 – в гідроциліндр затирання, тиск в якому визначається настрюванням редукційного клапана 8 (контролюється манометром 5).

## 5.2. Дроселі і регулятори витрат

Для керування витратами робочої рідини застосовують гідравлічні дроселі і регулятори витрат.

*Гідродроселями* називають пристрої, призначені для створення опору потоку рідини. За принципом дії розрізняють дроселі в'язкісного та інерційного опорів, а за способом

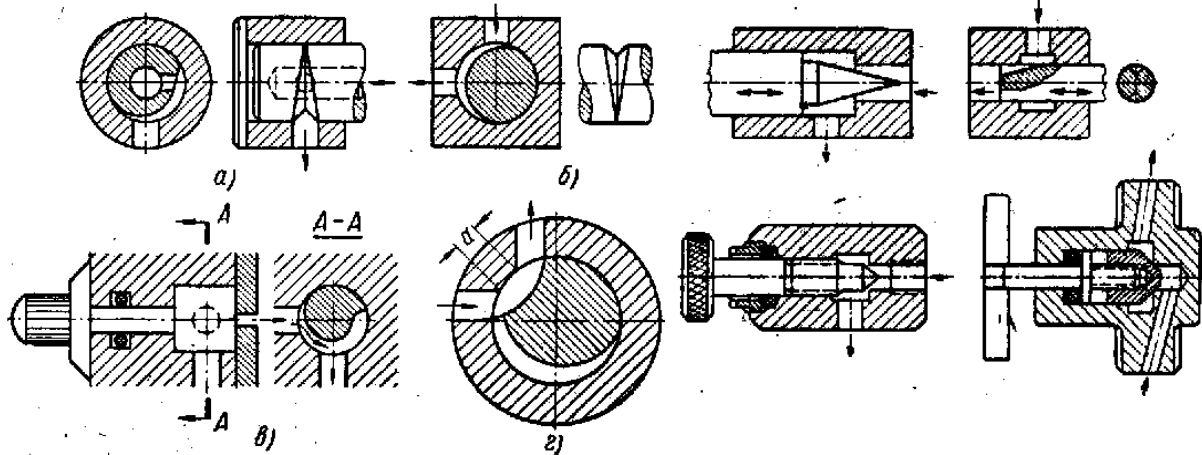


Рис. 5.7. Дроселі поворотного типу

Рис. 5.8. Дроселі вентильного типу

керування – регульовані і нерегульовані.

В гідросистемах низького та середнього тиску (до 5 МПа) розповсюджені дроселі типу поворотного крана (рис. 5.7, а – в) і типу запірних вентелів (рис. 5.8). В автоматичних системах часто вимагається забезпечити точно квадратичну залежність витрат рідини через крановий дросель від кута повороту його пробки, що досягається виконанням профілю дроселюючої щілини в поворотній пробці за архімедовою спіраллю (рис. 5.7,г). Для забезпечення стабільності витрат при зміні в'язкості рідини необхідно зменшувати ширину премички **а**.

Типові схеми установки дроселів: на вході, на виході і паралельно гідродвигуну розглянуті і описані в підрозд. 5.10 (див. також рис. 3.24).

*Регулятори витрат* це комбінація дроселя з регулятором, що підтримує постійний перепад тиску на щілині дроселювання і призначені для усунення або зменшення нерівномірності витрат при дроселюванні. Щоб знизити вплив температури робочої рідини на установлені витрати, кромки щілини дроселювання виконують гострими. Основною вимогою до регуляторів витрат є: підтримання невеликого ( $\sim 0,2 - 0,3$  МПа) і постійного перепаду тисків на дроселюючій щілині для отримання мінімальних витрат при мінімальній площині щілини. Різні модифікації регуляторів витрат можуть додатково виконувати функції запобіжного клапана непрямої дії; мати вбудований зворотний клапан; комплектуватись зворотним клапаном і механічно керованим розподільником, який дозволяє реалізувати цикл ру-

ху: швидке підведення – робоча подача – швидке відведення (з регулюванням швидкості швидкого відведення).

*Подільники потоку* застосовують для розділення потоку робочої рідини на дві рівні (або нерівні) частини з метою синхронізації руху гідродвигунів незалежно від навантажень, які діють на них.

Дроселі і регулятори витрат, що застосовують у верстатобудівництві, мають діаметри умовних проходів 10, 16, 20 і 32 мм. Регулятори витрат типів Г55-1 і Г55-2 мають *різьбове виконання по приєднанню*, решта – *стикове*, типу МПГ з міжнародними приєднувальними розмірами або типу ПГ. Регулятори витрат із запобіжним клапаном мають *виконання за номінальним тиском* до 6,3; 10 і 20 МПа (розроблене виконання до 32 МПа).

*Регулятори витрат Г55-2 (ТУ78-125 – 78) і регулятори витрат Г55-1 (ТУ78-124 – 78) із запобіжним клапаном* застосовують у випадках, коли з конструктивних міркувань бажано мати кут повороту лімба 180° або *різьбове приєднання* апарата до гідросистеми. Вони включають гідродросель і приєднаний до нього послідовно або паралельно редуційний клапан, який забезпечує постійність перепаду тисків на дроселі, а отже, і витрат рідини через апарат при перемінах тиску. Регулятори витрат Г55-2 (рис.5.9, а) складаються з корпусу 7, кришки 1, дроселя 13, золотника 6 регулятора, пружини 5, лімба 2 зі шкалою 4, контргайки 3, пробок, ущільнень і кріпильних деталей. Робоча рідина з напірної лінії через отвір 8 надходить в порожнину 9 регулятора і далі через щілину між робочою кроквою золотника 6 і корпусом 7, отвір 10 і щілину 12 в дроселі 13 відводит-

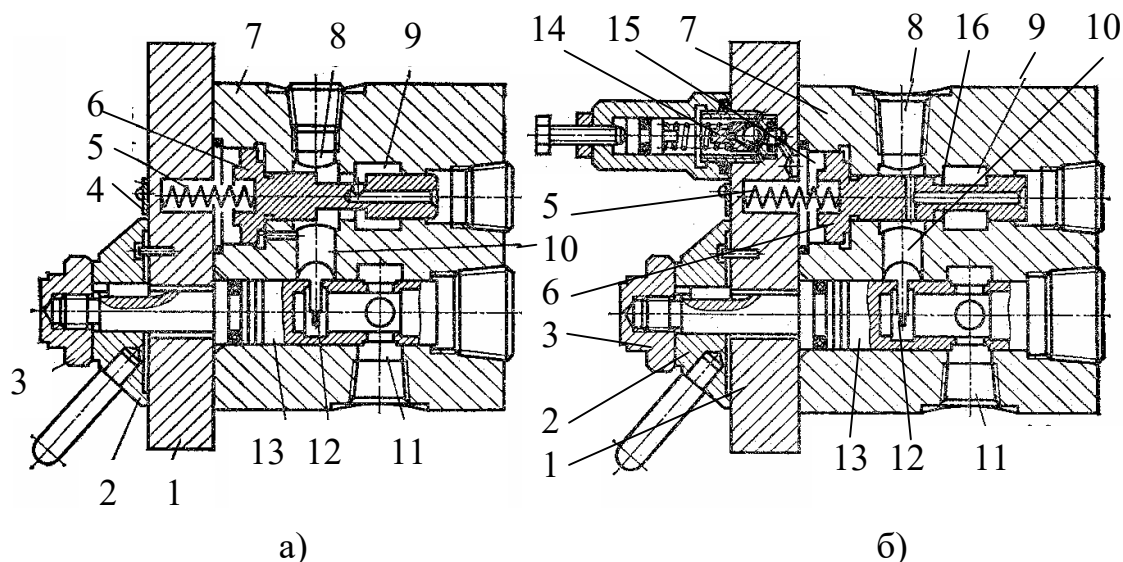


Рис. 5.9. Регулятори витрат: а) – типу Г55-2; б) – типу Г55 – 1

ься в гідросистему через отвір 11.

Постійність витрат досягається тим, що золотник клапана знаходиться під впливом редукованого тиску, тиску у відповідній магістралі і зусилля пружини. При даному напрямку руху рідини між порожнинами 9 і 10 створюється перепад тиску. Якщо тиск в порожнині 9 зміниться, це обумо-

вить миттєву зміну тиску і в порожнині 10, внаслідок чого золотник 6 почне переміщуватись, змінюючи опір прохідної щілини до тих пір, поки тиск в порожнині 10 не буде відповідати настроєному пружиною. Підвищення тиску в порожнині 9 обумовить переміщення золотника 6 ліворуч, зменшення - праворуч. У випадку зміни тиску в порожнині 11 рівновага золотника 6 також порушиться. Якщо даний тиск підвищиться, то, впливаючи сумісно з пружиною на лівий торець золотника, примусить його переміститись праворуч, що, в свою чергу, збільшить тиск в порожнині 10 за рахунок зростання живого перерізу (зменшення опору) прохідної щілини золотника. Зменшення тиску в порожнині 11 приведе до переміщення золотника 6 ліворуч. Коливальний рух золотника 6 буде продовжуватись до тих пір, поки він не займе таке положення відносно корпусу пристрою, при якому забезпечиться постійність перепаду на дроселі 12.

Регулятори витрат Г55-1 (рис. 5.9, б) мають іншу конструкцію золотника, їх додатково комплектують запобіжним клапаном 14, підключеним до лівої торцевої порожнини золотника 6. Робоча рідина з напірної гідролінії надходить в порожнину 10, а з останньої через щілину дроселя - в порожнину 11 відводу. Порожнина 10 з'єднана системою каналів з порожниною запобіжного клапана, а кільцевим отвором 16 - з порожниною 9. Порожнина 11 через демпфер (на схемі непоказаний) з'єднується з порожниною 15. Таким чином, на клапан 6 одночасно діють зусилля, що створюються тисками в напірній гідролінії і в лінії живлення гідродвигуна, а також сила пружини, прирощенням якої в процесі регулювання можна знехтувати. При цьому зміна тиску навантаження приведе до відповідної зміни тиску в порожнині 10, що забезпечується автоматично клапаном 6. Так, при підвищенні тиску клапан 6 зміститься праворуч, збільшить опір щіли-

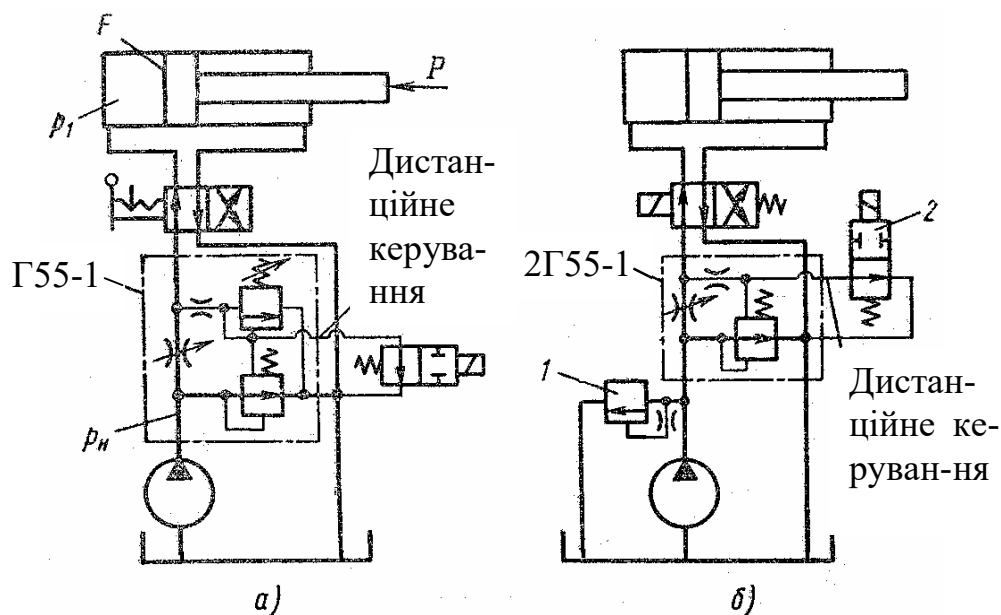


Рис. 5.10. Типові схеми застосування регуляторів витрат типу Г55-1 (а) і 2Г55-1 (б)

ини 16 і тим самим підвищить тиск в порожнині 10. Якщо відповідний тиск досягне критичних значень, відкриється запобіжний шариковий клапан 14 і з'єднає порожнину 15 зі зливом. В результаті клапан 6 під дією тиску в напірній лінії переміститься ліворуч і почне скидати рідину на злив, розвантажуючи напірну лінію.

Регулятори обох типів мають отвори для дистанційного керування (на схемах не показані), яке дозволяє розвантажувати систему від тиску, наприклад, за допомогою розподільника з електрокеруванням (рис. 5.10, а) при виключеному електромагніті  $p_n \approx 0,9$  МПа.

З метою зменшення мінімально допустимого потоку робочої рідини розроблена модифікація типу 2Г55-1 без допоміжного клапана. Оскільки апарати 2Г55-1 не захищають систему від перевантажень повинен додатково установлюватись запобіжний клапан 1 (рис. 5.10, б); для розвантаження системи від тиску може використовуватись пілот 2.

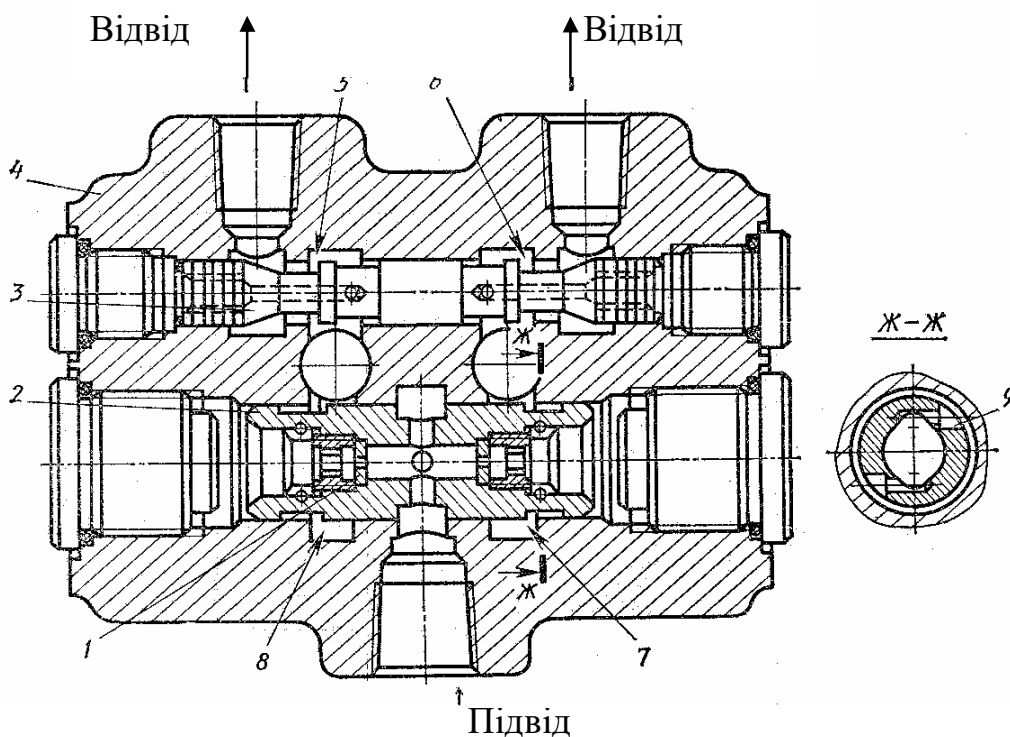


Рис. 5.11. Подільник потоку типу КД

Дільники потоку типу КД (рис. 5.11) складаються з корпусу 4, дільного золотника 2 зі змінними діафрагмами 1 (кожний типорозмір апарата комплектується трьома парами діафрагм, що забезпечують три настроювання), зрівнювального золотника 3 і пробок. При рівному тиску у відводах золотники 2 і 3 знаходяться у середніх положеннях, перепади тисків на діафрагмах однакові і потік робочої рідини з підвідного отвору ділиться на дві рівні частини і надходить у відвідні лінії. Якщо тиск в однієї з відвідних ліній (наприклад, в правій) збільшується, зростає тиск в правій торцевій порожнині золотника 2. Останній зміщується ліворуч, збільшуючи опір дроселювальної щілини 5 і зменшуючи опір щілини 6 до тих пір,



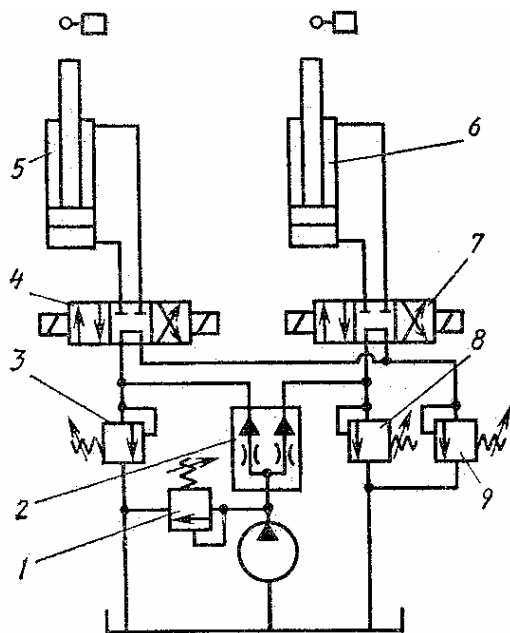


Рис. 5.12. Типова схема застосування подільника потоку типу КД

кове (С) приєднання.

В схемі на рис. 5.12 подільник потоку 2 забезпечує синхронний рух гідроциліндрів 5 і 6 в обидві сторони. При включених магнітних розподільниках 4 і 7 насос частково розвантажується. При перемиканні розподільників праворуч гідроциліндри синхронно піднімаються, однак внаслідок помилки ділення потоку один з гідроциліндрів (наприклад, 6) перший підійде до упору. При цьому подільник перекриє потік робочої рідини, що надходить в гідроциліндр 5 і останній також зупиниться, тиск в системі буде зростати, відкриється клапан 8 і перепустить частину потоку рідини у бак, забезпечуючи можливість зміщення штока гідроциліндра 5 до упору. Кінцеві вимикачі дають сигнал на реверсування руху. Перепускні клапани 3 і 8 настроюються на тиск, що перевищує робочий, однак нижчий тиску настроювання запобіжного клапана 1. Підпірний клапан 9 виключає можливість опускання гідроциліндрів під дією сили тяжіння. Перемикаючи один з розподільників, можна забезпечити незалежний рух відповідного гідроциліндра.

### 5.3. Гідропанелі

В гідросистемах верстатів, що випускаються великими серіями, а також в гідравлічних механізмах, які реалізують типові цикли робочих органів, в ряді випадків замість уніфікованих апаратів доцільно застосовувати гідропанелі цільового призначення, які в одному корпусі можуть містити напрямні і регулювальні апарати. Для скорочення витрат потужності, живлення верстатних гідроприводів часто здійснюється від двох насосів, які автоматично перемикаються в залежності від витрат робочої рідини,

поки тиски на виході з діафрагм 1 не стануть знов рівними, причому можливі помилки компенсуються за рахунок додаткового осьового зміщення золотника 2, що змінює дроселювання потоку в щілинах 7 і 8. Оскільки дільний ступінь працює при незначній різниці тисків у відводах і тертя виключається шляхом обертання золотника 2 під дією потоку робочої рідини, що проходить через тангенціальні отвори 9, забезпечується висока точність ділення. Установкою діафрагм з різними прохідними перерізами досягається ділення потоку на нерівні частини. Модифікація КДК має вбудовані зворотні клапани, що з'єднують відвідні лінії з лінією підводу. Подільники потоку мають різьбове або сти-

що споживаються гідроприводом в той чи інший момент циклу обробки, причому робочий тиск може одночасно змінюватись або залишатись постійним. Якщо тиск змінюється, застосовують розподільні гідропанелі типу Г53-2, які під час швидких переміщень (понижений тиск) подають робочу рідину в гідросистему від двох насосів, при зростанні тиску до величини настроювання клапана низького тиску, розвантажують насос низького тиску, а в гідросистему подається рідина тільки від насоса високого тиску. Клапан високого тиску захищає гідросистему від перевантажень. Гідропанелі можуть також забезпечувати дистанційне розвантаження насоса низького тиску або обох насосів. В гідроприводах, що працюють з постійним тиском, в яких необхідне автоматичне перемикавання подач насосів (звичайно у відношенні 1 : 2 : 3) у відповідності із витратами робочої рідини, що споживається в той чи інший момент циклу обробки, застосовують панелі автоматичного перемикавання насосів типу Г33-1.

У верстатах зі зворотно-поступальним рухом робочих органів гідропривод забезпечує реверс руху (з можливістю регулювання прискорення і пауз), настроювання швидкості і ходу, зупинку руху з мінімальним перебігом, керування роботою додаткових механізмів (подачі, блокування і інших), а також розвантаження насоса. Застосування з цією метою уніфікованої гідроапаратури недоцільно, оскільки при цьому необхідно використовувати 10 - 12 апаратів, розташованих в зоні обслуговування верстатів. Для шліфувальних верстатів створені спеціальні гідропанелі типів Г34-2 і

ВШПГ-35, для стругальних і довбальних - Г31-26.

Для регулювання швидкості переміщення робочих органів верстатів, в яких вимагається шляхове перемикавання зі швидкого підведення на одну або дві робочі подачі, що настроюються заздалегідь, а також дистанційне шляхове керування додатковими гідравлічними механізмами (зміни схеми вмикання гідроциліндра, величини підпору, блокувань і т.п.), розр-

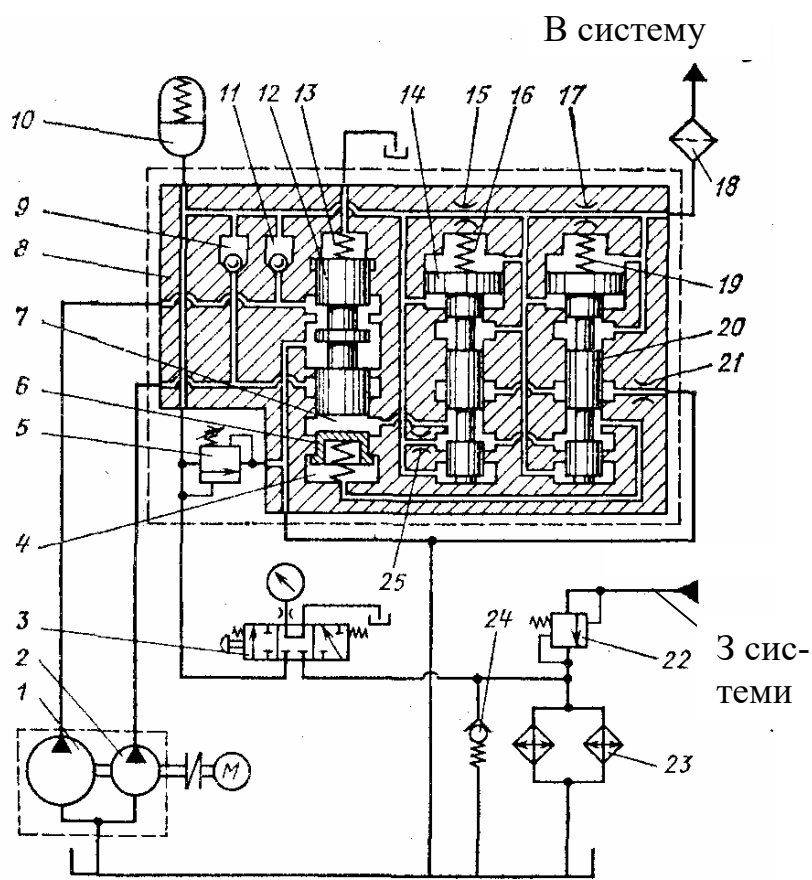


Рис. 5.13. Гідропанель типу Г33-1

облені гідропанелі шляхового керування перемиканням швидкості типу ПГЗ6-1.

Гідропанелі автоматичного перемикання насосів типу ГЗ3-1 (ТУ2-053-1763 - 85) містять розташовані в корпусі розподільник 12 (рис.5.13), керувальні золотники 14 і 20, поршень 6, зворотні клапани 9 і 11 і дроселі (втулки з каліброваними отворами) 15 і 17; зверху на корпусі установлений гідроклапан тиску 5. Робоча рідина, що подається двопоточковим пластинчастим насосом, надходить в гідропанель 8, звідки частково проходить в гідросистему через фільтр 18 і частково зливається в бак через клапан 5 і розподільник 12. Останній має три фіксованих положення, що визначаються тиском робочої рідини в його порожнинах керування 4 і 7. При витратах рідини в гідросистемі, які не перевищують 0,85 - 0,9 від подачі малого насоса 2, золотники 14 і 20 під дією пружин 16 і 19 устанавливаються в нижнє положення. Порожнини 4 і 7 через дросель 25 з'єднуються з напірною лінією, а розподільник 12 під дією тиску робочої рідини піднімається догори. В цьому випадку робоча рідина в гідросистему подається тільки малим насосом 2 через зворотний клапан 9, дроселі 15, 17 і фільтр 18, а робоча рідина від великого насоса 1 вільно зливається в бак через розподільник 12, причому зворотний клапан 11 зачинений тиском робочої рідини в напірній лінії. Зростання споживання робочої рідини гідросистемою приводить до збільшення перепаду тисків на дроселі 15 (прохідний переріз його підібраний таким чином, що при витратах 0,85 - 0,9 від подачі малого насоса перепад тисків сягає 0,2 МПа), внаслідок чого піднімається догори золотник 14, стискаючи пружину 16. В результаті порожнина 7 через проточки золотника 14 і дросель 21 з'єднується з баком, і пружина 13 опускає розподільник 12 до упору в поршень 6, тобто установлює його в середнє положення, при якому робоча рідина від малого насоса 2 вільно зливається в бак, а рідина від великого насоса 1 через клапан 11, проточки золотника 14 (в обхід дроселя 15), дросель 17 і фільтр 18 надходить в гідросистему. Тиском рідини зворотний клапан 9 зачиняється. Перепад тисків на дроселі 17 сягає 0,2 МПа, при витратах, що споживаються гідросистемою рівних 0,85 - 0,9 від подачі великого насоса. В цьому випадку піднімається догори золотник 20, порожнина 4 з'єднується з баком, і розподільник 12 під дією пружини 13 опускається в крайнє нижнє положення. Робоча рідина, що подається насосами 1 і 2, через клапани 11 і 9, проточки золотників 14 і 20, фільтр 18 надходить до гідросистеми. При зменшенні витрат рідини, що споживається гідросистемою, спрацьовування механізмів відбувається у зворотній послідовності. Рідина, яка зливається з гідросистеми, проходить в бак через підпірний клапан 22 і радіатори повітряного охолодження 23, захищені клапаном 24. Тиск в напірній і зливній лініях контролюється манометром, підключеним через перемикач 3. Пружинний гідроаккумулятор 10 служить для зменшення коливань тиску в гідросистемі в моменти перемикання насосів. Пристрої 1, 2, 3, 10, 18, 22, 23, 24 установлені поза панеллю.

## 6. Допоміжні елементи гідроприводів

### 6.1. Пристрої для очищення робочої рідини

При дотриманні необхідних вимог до чистоти гідросистеми вдається підвищити її надійність і зменшити експлуатаційні витрати в середньому на 50%. Підвищення тонкості фільтарції робочої рідини в гідросистемі з 25 до 5 мкм збільшує ресурс насосів в 10 разів і гідроапаратури - в 5 - 7 разів [8]. Однак фільтрація або інші засоби очищення забезпечують найбільший ефект лише при комплексному дотриманні вимог по типах робочих рідин, які застосовуються, правилах їх зберігання і транспортування, якості очищення і герметизації гідросистем, регламентах їх експлуатації [20].

В залежності від умов експлуатації і якості робочої рідини її довговічність коливається в межах 0,5 - 20 тис. год [20]. Нагрів рідини вище 60°C і присутність вологи активізують окисні процеси, в результаті яких виділяються смоли і лаки, що викликають засмічення малих отворів і залипання рухомих частин гідроагрегатів. Відпрацьована робоча рідина може застосовуватись повторно, якщо після регенерації кількість вологи і механічних домішок знаходиться в межах, допустимих для свіжої робочої рідини, зміна в'язкості при 50°C не перевищує +2,4 мм<sup>2</sup>/с (сСт), кислотного числа + 10% і зольності +0,01 %.

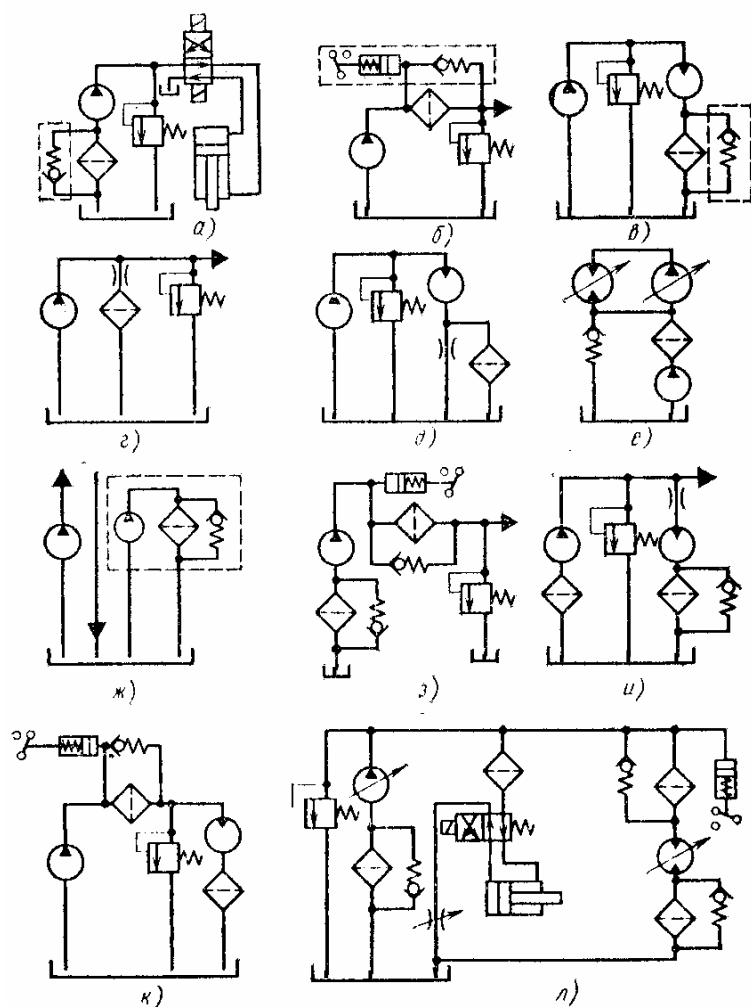


Рис. 6.1. Схеми установки фільтрів в гідросистемах

Фільтри забезпечують в процесі експлуатації гідропривода необхідну чистоту робочої рідини, працюючи в режимах повнопоточної (рис.6.1, а - в) або пропорційної (г - ж) фільтрації у всмоктувальній, напірній або у зливній магістралях гідросистеми. Фільтри можуть оснащуватись засобами візуальної або електричної індикації забрудненості, а також перепускним клапаном. Наявність останнього дозволяє захищати фільтроелемент від руйнування, однак

часто приводить до небезпечної помилки - впевненості експлуатаційників в чистоті гідросистеми в той час, як фільтр практично не працює. Оскільки фільтр ефективно захищає лише елемент гідросистеми, установлений безпосередньо після нього (решта елементів захищені частково), схеми фільтрації звичайно містять комбінацію фільтрів, що встановлюються в різних лініях гідросистеми: всмоктувальній і напірній (рис. 6.1, з); всмоктувальній і зливній (и); напірній і зливній (к); всмоктувальній, напірній і зливній (л).

Перепускна спроможність повнопоточних напірних і зливних фільтрів, що рекомендується - не менш 1/3 об'єму гідробака за хвилину. Коли через фільтр може проходити додатковий потік робочої рідини (від акумулятора, при роботі диференційного гідроциліндра і т.п.), перепускна спроможність повинна відповідно збільшуватись.

Розрізняють *абсолютну* та *номінальну* тонкості фільтрації. Перша характеризує мінімальний розмір забруднювальних частинок, які повністю затримуються фільтром, а друга - розмір частинок, затримуваних на 90%. У вітчизняній практиці фільтри оцінюють лише за номінальною тонкістю фільтрації. Розрізняють фільтри грубої, нормальної, тонкої і особливо тонкої фільтрації [12]. Фільтри грубої фільтрації очищують рідину від частинок більших ніж 100 мкм, фільтри нормальної фільтрації - від частинок більших 10 мкм, тонкої - від частинок більших 5 мкм і особливо тонкої - від частинок більших 1 мкм. Очисні пристрої характеризуються також коефіцієнтом очищення  $K_{\mu} = (1 - n_2 / n_1) 100\%$ , де  $n_1, n_2$  - число частинок заданого розміру ( $\mu$ ) відповідно до і після пристрою. Найчастіше користуються показником номінальної тонкості фільтрації. В залежності від форми фільтруючих отворів улавлювачів розрізняють щілинні, сітчасті і пористі фільтри.

*Прийомні (всмоктувальні) фільтри*, працюючи, як правило, в режимі повнопоточної фільтрації, запобігають попаданню в насос порівняно крупних частинок, а в решту елементів гідросистеми - більш дрібних частинок, що є продуктами руйнування частинок в насосі і в інших вузлах гідропривода. Оскільки прийомні фільтри погіршують умови всмоктування насосів, перепад тисків на фільтроелементі не повинен перевищувати 0,018 - 0,02МПа. Слід віддавати перевагу прийомним фільтрам типу ФВСМ з показником забрудненості (тонкість фільтрації) 80 мкм.

Для забезпечення безкавітаційної роботи насоса необхідно витримувати умову

$$\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 \pm \gamma h / 10^6 \leq 0,02 \text{ МПа,}$$

де  $\Delta p_1$  - втрати тиску на прямих ділянках всмоктувальної лінії, МПа;  $\Delta p_2$  - втрати тиску в місцевих опорах;  $\Delta p_3$  - втрати тиску на фільтрі;  $\gamma$  - питома вага рідини;  $h$  - висота всмоктування (знак "+", якщо насос розташований над баком).

*Зливні фільтри* дозволяють забезпечити тонку фільтрацію робочої рідини; вони достатньо компактні, можуть вбудовуватись в баки, однак в ряді випадків створюють небажане підвищення тиску підпору у зливній лінії. При застосуванні зливних фільтрів зростають вимоги до герметичності баків. Хороша якість фільтрації може бути досягнена при поєднуванні приємного (80 або 160 мкм) і зливного (10 або 25 мкм) фільтрів.

*Напірні фільтри* забезпечують повнопоточну фільтрацію у випадку їх установки перед запобіжним клапаном (див. рис. 6.1, б). Їх застосування доцільно також для захисту високочутливих до засмічення елементів гідросистеми (л). Оскільки вимагається забезпечити достатню міцність корпусу, ці фільтри більш металомісткі, а також порівняно дорогі. В гідроприводах із замкненою циркуляцією потік робочої рідини, що циркулює між насосом і гідродвигуном, різко змінюється в циклі роботи обладнання, причому середня величина потоку може бути незначною. В цих випадках найбільш ефективно застосовувати пропорційну фільтрацію з фільтром в напірній лінії насоса підживлення (е). Якщо у відповідності з циклом роботи верстата насос вмикається лише короткочасно (або застосовується регульований насос), найбільш ефективно використання автономного очисного агрегата, що діє безперервно (ж), причому потік, що фільтрується при необхідності може перепускатись через маслоохолоджувач.

*Повітряні і заливні фільтри* запобігають забрудненню баків насосних установок. При роботі гідросистеми рівень робочої рідини в баках змінюється в результаті функціонування гідродвигунів з різними робочими площинами, акумуляторів і т.п., тому відповідні об'єми повітря всмоктуються в баки. Для запобігання попаданню в робочу рідину пилу і інших забруднень ззовні внутрішні порожнини гідробаків повинні сполучатись з атмосферою тільки через повітряні фільтри (сапуни) з тонкістю фільтрації не гіршою тонкості основного фільтра гідросистеми. Сапуни виготовляються або у вигляді окремого вузла, або суміщеними із заливними фільтрами. Оскільки заливні фільтри не можуть забезпечити достатньо тонкої фільтрації робочої рідини (внаслідок обмежень за площею сітки і перепаду тисків), слід віддавати перевагу заповненню гідробаків робочою рідиною за допомогою заправних станцій.

До *сепараторів* відносять пристрої, в яких для видалення з рідини забруднювальних частинок використовується ефект магнітних, електростатичних, гравітаційних, відцентрових сил, а також сил міжмолекулярного впливу і поверхневої активності матеріалів.

*Магнітні фільтри і очищувачі* застосовуються для затримання металевих частинок (звичайно це продукти зносу гідроагрегатів). Магнітні патрони і уловлювачі устанавливаються, як правило, в отворах перегородок баків, що поділяють всмоктувальний і зливний відсіки, де швидкість плинину робочої рідини  $\leq 1$  см/с.

Розглянемо конструкцію і роботу *щільного* пластинчастого фільтра (рис. 6.2, а), який складається зі стакана 4, кришки 3 і осі 2 із закріпленням

фільтруючим елементом 5. Фільтруючий елемент виконаний у вигляді набору основних і проміжних пластин, зібраних на осі таким чином, щоб між кожною парою основних пластин утворювалась кільцева щілина шириною, яка дорівнює товщині проміжної пластини. Робоча рідина надходить у фільтр через отвір А і далі через щілини у внутрішню порожнину фільтруючого елемента. Очищена рідина виходить через отвір Б. Фільтр затримує забруднювальні частинки розмірами 80 - 125 мкм. Фільтруючий елемент

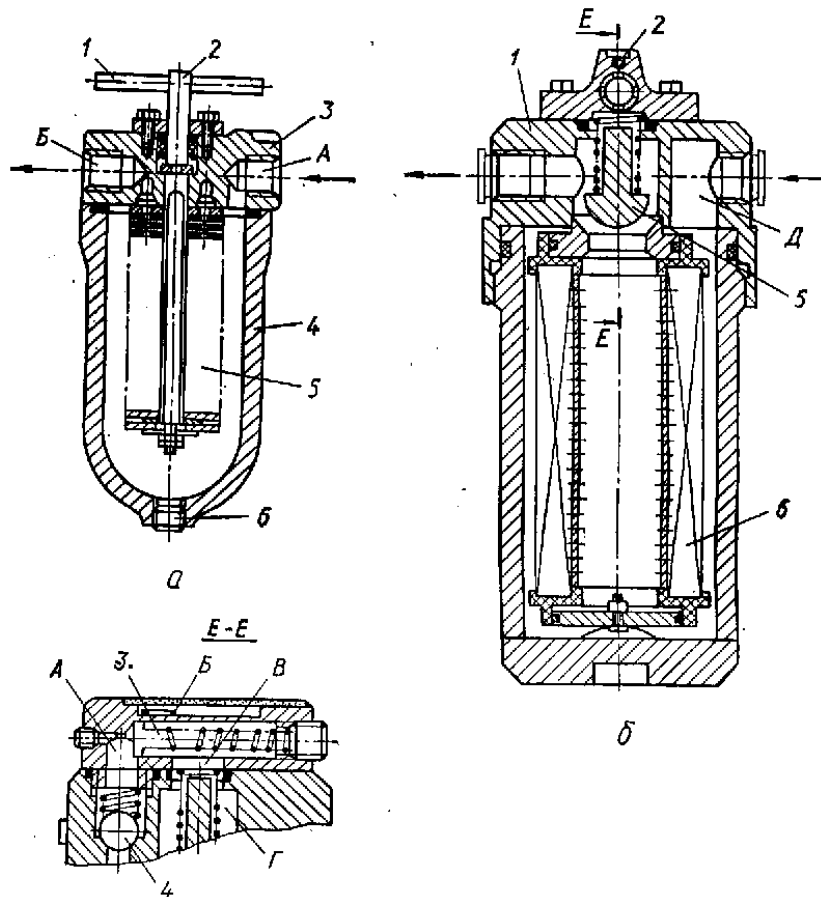


Рис. 6.2. Фільтри: а - пластинчастий; б - сітчастий

очищують, повертаючи вісь 2 рукояткою 1. При цьому осаджені в щілинах частинки видаляються спеціальними плоскими скребачками. Далі відгвинчують пробку 6 і, прокачуючи рідину через отвір Б, видаляють бруд.

До фільтра зі змінним сітчастим фільтруючим елементом (рис. 6.2, б) рідина підводиться через отвір в корпусі 1 в порожнину Д, звідки її потік, після проходження фільтруючого елемента 6, піднімає клапан 5, надходить в порожнину Г і далі через отвір в корпусі до споживачів. Якщо тиск на фільтруючому елементі зростає внаслідок його засмічення або підвищення витрат, відкривається перепускний клапан 4 і частина загального потоку рідини, минаючи фільтроелемент, надходить в канал А, переміщує магніт-золотник 3 і через отвір В йде в порожнину Г і далі на вихід з фільтра. Під впливом магнітного поля магніта золотника рухається магніт-показчик 2. Зміщення торця Б магніта-показчика в межі шкали, пофарбованої в червоний колір, показує на початок перепускання робочої рідини мимо фільтруючого елемента. Якщо ж через фільтр проходить номінальний для даної конструкції потік рідини, то зміщення магніта-показчика відображає ступень забруднення фільтра. Забруднений фільтруючий елемент слід замінити або промити. Сітчасті фільтруючі елементи виготовляють з металевих сіток саржевого або квадратного плетіння зі стороною чарунок на про-

світ 0,04 - 0,25 мкм, які і визначають тонкість фільтрації. В якості фільтро-елементів використовують керамічні, металокерамічні, паперові і текстильні матеріали. Керамічні і металокерамічні елементи після очищення використовують повторно.

Гідроочишувачі підвищують надійність і довговічність гідравлічного привода. З іншого боку, фільтр - пасивний опір потоку рідини. Тому, застосовуючи ті чи інші схеми гідроочищення і обираючи місце для установки очишувачів, слід намагатись максимально скоротити втрати енергії на них.

## 6.2. Апарати і прилади для контролю тиску

До даної групи пристроїв відносяться реле тиску, манометри і перемикачі для них. Реле тиску контролюють рівень тиску робочої рідини в гідросистемі, подаючи електричний сигнал при підвищенні або зниженні тиску (у порівнянні із величиною, на яку настроєне реле). Манометри служать для візуального контролю тиску. Якщо манометр підключений напряму, коливання тиску і гідравлічні удари швидко виводять його з ладу, тому між манометром і гідролінією доцільно установлювати демпфери і спеціальні перемикачі, що з'єднують манометр з гідролінією тільки в моменти вимірювання тиску. Застосування багатопозиційних перемикачів дозволяє одним манометром контролювати тиски у декількох лініях гідросистеми.

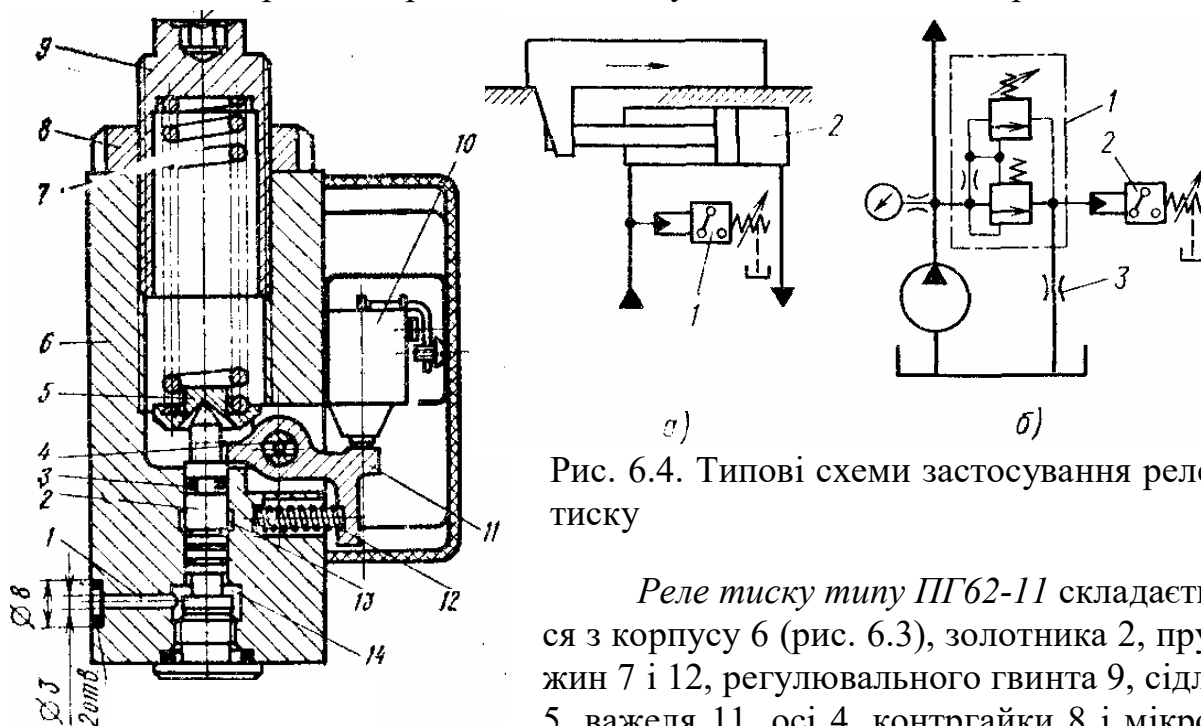


Рис. 6.3. Реле тиску типу ПГ62-11

Рис. 6.4. Типові схеми застосування реле тиску

*Реле тиску типу ПГ62-11 складається з корпусу 6 (рис. 6.3), золотника 2, пружин 7 і 12, регулювального гвинта 9, сідла 5, важеля 11, осі 4, контргайки 8 і мікроперемикача 10. Робоча рідина з контрольованої лінії підводиться у порожнину 14 через отвір 1. При підвищенні тиску в гідросистемі до величини, яка визначається настроюванням пружини 7, золотник 2 піднімається і повертає важіль 11, що звільняє кнопку мікроперемикача. Останній видає сигнал в систему керування. При зменшенні тиску золотник 2 опускається, і пружина 12, повертаючи важіль 11, забезпечує зво-*



ротне спрацьовування мікроперемикача. Витоки по золотнику відводяться у дренажну лінію через проточку 13. Для підвищення чутливості реле, може демонтуватись кільце ущільнення 3, однак при цьому можливі зовнішні витоки робочої рідини. Модифікація реле ПГ62-31 додатково забезпечує подачу пневматичного сигналу малого тиску в пневмосистему керування.

Типові схема застосування реле тиску подані на рис. 6.4. При наявності перевантаження в механізмі подачі (див. рис. 6.4, а) реле тиску 1, підключене до робочої порожнини гідроциліндра 2, забезпечує вмикання червоної сигнальної лампи на пульті керування. Якщо тиск в напірній лінії більший за величину на яку розраховане реле, останнє може підключатись до зливної лінії запобіжного клапана 1 (рис. 6.4, б).

Манометри в якості чутливого елемента найчастіше мають трубку Бурдона (рис. 6.5). Під дією тиску тонкостінна трубка 1 розпрямляється, повертаючи через тягу 6 і зубчастий сектор 5 зубчасте колесо 2, жорстко зв'язане зі стрілкою 4. Остання переміщується відносно шкали 3 з рисками, відповідними тиску у контрольованій лінії гідросистеми. Робоча рідина в трубку 1 підводиться через штуцер 7.

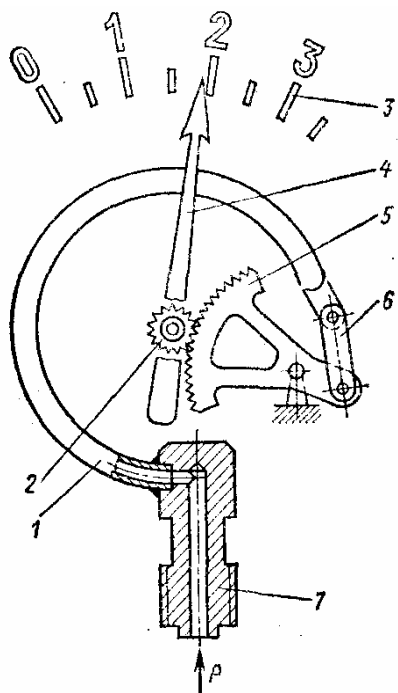


Рис. 6.5. Схема дії манометрів

У відповідності із ГОСТ 2405-80 манометри мають класи точності 0,4; 0,6; 1; 1,5; 2,5 або 4. Клас точності

$$K = \Delta \cdot 100 / P,$$

де  $\Delta$  - допустима помилка вимірювання;  
 $P$  - верхня межа вимірювань тиску манометра.

Манометри за ГОСТ 8625-77 розрізняються також за верхньою межею вимірювань тиску і за діаметром корпусу. Для вимірювання тиску у всмоктувальних лініях насосів випускаються мановакууметри за ГОСТ 8625 - 77 з діаметрами корпусів 60; 100; 160 і 250 мм, класами точності 0,6; 1; 1,5; 2,5 або 4, та верхніми межами вимірювань надлишкового тиску 0,15; 0,3; 0,5; 0,9; 1,5; і 2,4 МПа і вакууметричного 0,1 МПа. Для перевірки технічних манометрів застосовують зразкові прилади за ГОСТ 652-72.

При експлуатації манометрів робочий тиск не повинен перевищувати  $\frac{3}{4}$  верхньої межі вимірювань. Категорично забороняється навантажувати манометри тиском, що перевищує верхню межу вимірювань, а також різко збільшувати і скидати тиск.

### 6.3. Ущільнення

Ущільнення верстатних гідроприводів повинні бути достатньо герметичними, надійними, зручними для монтажу, створювати мінімальний

рівень тертя, мати невеликі розміри, низьку вартість і сумісність з робочим середовищем [21, 22].

Кільця гумові ущільнювальні круглого перерізу за ГОСТ 9833-73 відрізняються простотою конструкції, мінімальними розмірами, можливістю герметизації радіального з'єднання незалежно від напрямку дії тиску, широкою універсальністю, низькою вартістю, хорошою герметичністю. Їх недоліком є обмежена довговічність роботи в рухомих з'єднаннях. Робочі температури:  $-60 \div +200$  °С (для гуми групи 2:  $-50 \div +100$  °С і групи 4:  $30 \div +120$  °С), тиски, що ущільнюються: до 50 МПа в нерухомих з'єднаннях і до 32 МПа - в рухомих; швидкість переміщення: до 0,5 м/с. Гарантійний термін експлуатації кілець для нерухомих з'єднань з гуми групи 4 при тиску до 32 МПа і температурі 25 °С складає 7 років (при температурі 50 і 70 °С - 8500 і 1800 год. відповідно); з гуми групи 2 - 6 років (при температурі 50 і 70 °С - 3700 і 720 год. відповідно). Термін зберігання: 9 - 10 років. Кільця (рис. 6.6, а) характеризуються внутрішнім діаметром  $d_1$  і діаметром перерізу  $d_2$ . При монтажі кілець для ущільнення радіальних (б) рухомих або нерухомих з'єднань, а також торцевих (в) з'єднань розміри деталей, що з'єднуються (діаметр штока  $d_{шт}$ , гідроциліндра  $d_{ц}$ , глибина  $h$  цеківки) обираються такими, що кільце деформується і притискується до ущільнювальних поверхонь. Під дією тиску  $p$  (г) кільце може витискуватись в радіальний зазор  $\delta$ , тому при  $\delta > 0,02$  мм рекомендується установлювати захисні кільця (д) з фторопласта (товщина не менше 1 мм) або поліамідної смоли - в рухомих з'єднаннях (або при пульсуючому тиску) при  $p > 10$  МПа, а в нерухомих - при  $p > 20$  МПа. Сила тертя руху (Н) в рухомому з'єднанні [23]  $P_{тр} = q \pi D$ , де  $q$  - питома сила тертя, Н/мм (визначається в залежності від  $d_2$  за номограмами [10]);  $D$  - діаметр поверхні ущільнення, мм. Кільця мають дві групи точності (1 - для рухомих і 2 - для нерухомих з'єднань); їх можуть виготовляти з гум різних груп (ГОСТ 18829 - 73). При монтажі кільця слід запобігати його перекосам, скручуванням і механічним пошкодженням. Деталі, що сполучаються повинні мати конусні заходні фаски під кутом 15 - 30° до напрямку руху. Перед монтажем кільця рекомендується змащувати.

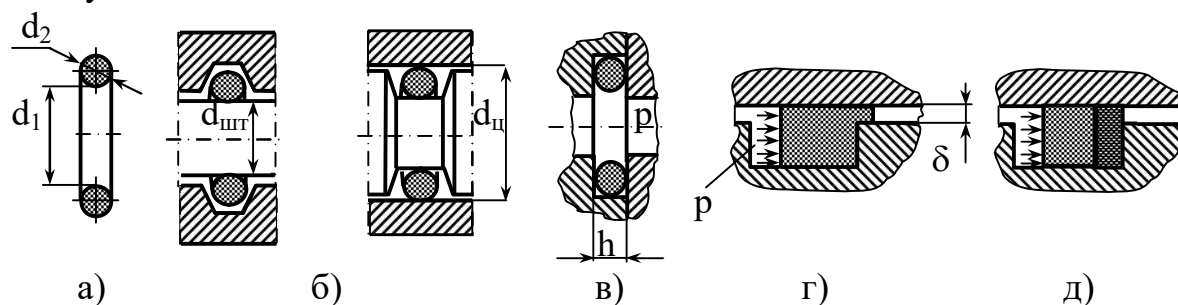


Рис. 6.6. Схема дії гумових ущільнювальних кілець за ГОСТ 9833 – 73

Ущільнення шевронні гумотканинні для гідравлічних пристроїв за ГОСТ 2270 – 77 призначені для герметизації плунжерів, поршнів і штоків, що рухаються зворотно-поступально при тиску до 63 МПа, швидкості до 3 м/с і температурі  $-50 \div +100$  °С (короткочасно - до 120 °С).

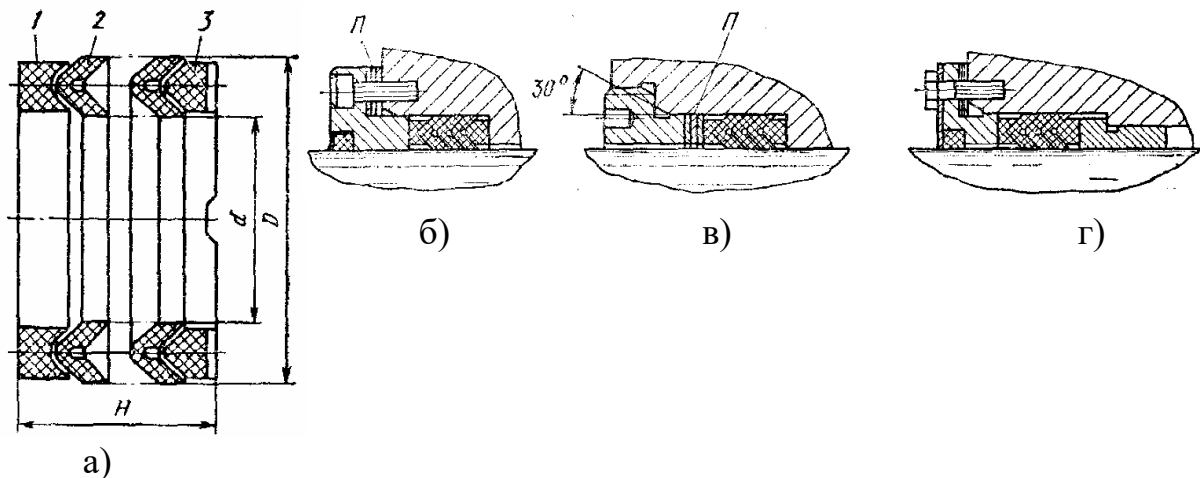


Рис. 6.7. Схема дії шевронних гумотканинних ущільнень за ГОСТ 22704-77

Ущільнення (рис. 6.7, а) складається з декількох манжет 2, натискного 1 і опорного 3 кілець. Розмір  $d$  відповідає діаметру штока, що ущільнюється,  $D$  – діаметру гідроциліндра, а розмір  $H$  залежить від числа  $n$  манжет в пакеті (при тисках до 6,3 МПа  $n = 3$ ; до 10 МПа  $n = 4$ ). При  $d \leq 100$  мм сила тертя манжет складає  $\sim 8\%$ , а при  $100 < d < 25$  мм –  $6\%$  зусилля, що розвивається гідроциліндром. Ущільнення виготовляють з гуми групи 1 (температура  $-30 \div +70$  °С) або 2 ( $-50 \div +100$  °С). Для забезпечення герметичності пакет ущільнень стискають за допомогою фланця (рис. 6.7, б) або гвинта (в). Зусилля притискання може регулюватись прокладками П. Для центрування штока можуть застосовуватись бронзові або чавунні втулки (г). Шток і посадочні місця повинні мати західні фаски.

Манжети ущільнювальні гумові для гідравлічних пристроїв за ГОСТ

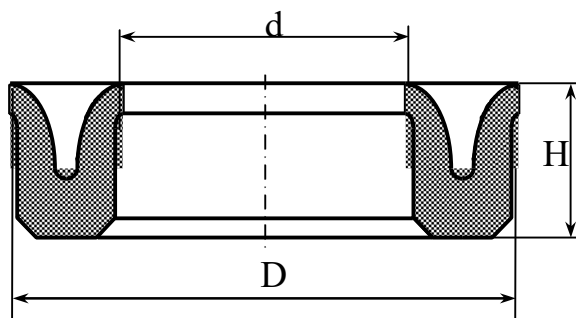


Рис. 6.8. Манжета ущільнювальна гумова за ГОСТ 14896 – 84

1-896 – 84 (рис. 6.8) призначені для ущільнення деталей гідроциліндрів, що переміщуються зі швидкістю до 0,5 м/с при тиску до 50 МПа, температурі:  $-60 \div +200$  °С, ході до 10 м і частоті спрацьовування до 0,5 Гц. В залежності від конструкції і робочого тиску манжети розділяються на три типи: 1 і 3 – тиск до 50 МПа; 2 - тиск до 32 МПа. Для роботи з мінеральними маслами застосовуються манжети, виготовлені з гум груп 0; 1;

2а; 2б і 4. Установлений термін зберігання манжет, виготовлених з гум груп 0 і 1, - 4 роки; решти – 2 роки. Під час монтажу місця установки і по-

верхні тертя слід змастити тонким шаром густого мастильного матеріалу. Манжети з  $d > 76$  мм можуть монтуватись в закритих канавках поршня, причому їх короткочасне розтягання при монтажу повинне бути не більшим 25%. При тисках вищих 10 МПа слід застосовувати захисні кільця за ГОСТ 1896 – 84, а при підвищеній запиленості зовнішнього середовища – брудоз'ємники. В гідросистемах повинні бути фільтри зі ступенем очищення не більше 50 мкм. Рухомі поверхні, що контактують з манжетами рекомендується термообробляти до твердості 47 HRC<sub>3</sub> з наступним хромуванням. Тиск робочої рідини повинен розтискати пелюстки манжети (рис.6.9). Гніздо і шток повинні мати заходні фаски. Манжети, вийняті з гнізда, звичайно повторно не використовують. Поверхню штока, що центрує, рекомендується розташовувати з боку, протилежного напрямку дії робочого тиску  $p$ , для усунення витискування манжети у зазор.

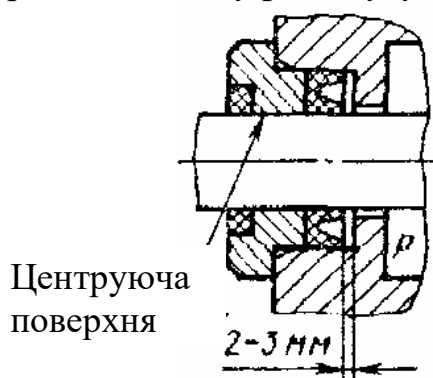


Рис. 6.9. Схема монтажу манжет за ГОСТ 14896-84

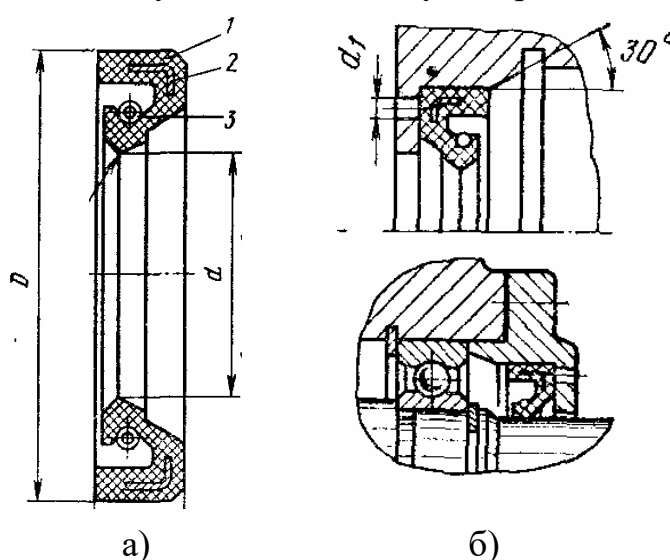


Рис. 6.10. Манжета за ГОСТ 8752-79 (а) і конструкції ущільнювальних вузлів (б), в яких вона використовується

Манжети армовані для валів за ГОСТ-8752 – 79 (рис. 6.10, а) служать для ущільнення валів, що працюють в робочій рідині

при надлишковому тиску до 0,05 МПа, швидкості до 20 м/с і температурі:  $-45 \div +150$  °С в залежності від групи гуми. Манжета складається з корпусу 1, каркаса 2 і пружини 3. Манжети виготовляються двох типів (I – однокромочні; II - однокромочні з пильником) і двох виконань (1 – з механічно обробленою кромкою; 2 – з формованою кромкою). Максимальна швидкість і тиск лімітуються нагрівом пелюстки манжети. Момент тертя (Н·см) [23]  $M_{тр} = 0,016 d^2 q$ , де  $d$  – діаметр вала, мм;  $q = (2 \div 5)$  Н/см – питома сила тертя (при  $d \leq 150$  мм і відсутності тиску). Витоки через манжети не перевищують 0,1 см<sup>3</sup>/год. Підвищені витоки можуть мати місце при пошкодженні пелюстки або робочої поверхні вала, наявності забруднень або в результаті биття вала. Для монтажу манжети необхідно передбачати заходні фаски (рис. 6.10, б). Отвори  $d_1$  служать для демонтажу манжети. Через посадочне місце під манжету не повинні протягуватись

деталі, що можуть його подряпати. Рекомендований параметр шорсткості поверхні  $Ra = 0,32$  мкм, твердість 49 – 53 HRC<sub>3</sub>; решта рекомендацій по монтажу аналогічні рекомендаціям для манжет за ГОСТ 14896 – 84.

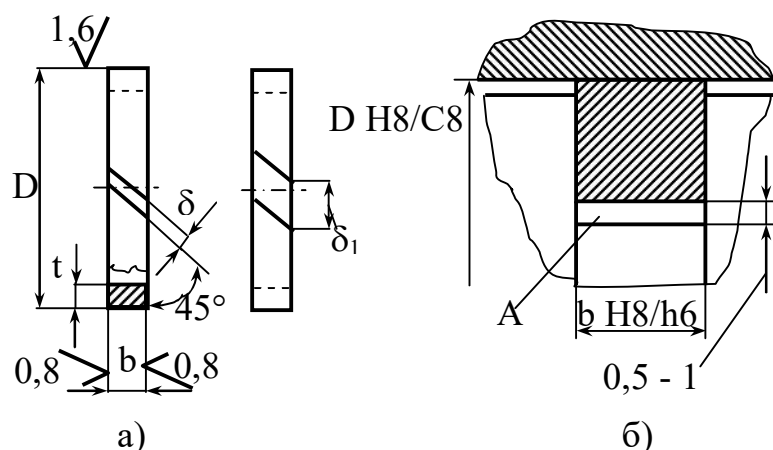


Рис. 6.11. Конструкція (а) і приклад установки (б) поршневих кілець за ОСТ2 А54-1 – 72

Кільця поршневі за ОСТ2 А54 - 1- 72 (рис.6.11, а) застосовуються для ущільнення поршнів гідроциліндрів, що працюють при зворотнопоступальному русі зі швидкістю до 7,5 м/с в гідросистемах з робочим тиском до 50 кПа. Кільця виготовляють з чавуну СЧ20 (ГОСТ 1412 - 85) і мають замок-проріз під кутом 45° до осі. У в-

ільному стані ширина замка дорівнює  $\delta_1$ , а при установці в гідроциліндр зазор  $\delta$  не перевищує декількох десятих частинок міліметра. Зазор необхідний для монтажу кільця в канавку поршня (рис. 6.11, б), а також компенсації помилок виготовлення гільзи гідроциліндра і теплових деформацій його деталей. Герметичність по діаметру  $D$  забезпечується пружністю кільця і тиском робочої рідини в порожнині А. Кільця мають більшу довговічність (8 – 10 років), незначні розміри, можуть працювати при наявності отворів або канавок на дзеркалі гідроциліндра. Сила тертя відносно невелика [23]:  $P_{тр} = \pi D b \mu (n p_k + p)$ , де  $D$  - діаметр поршня;  $b$  - ширина кільця;  $\mu = 0,07 \div 0,15$  - коефіцієнт тертя (збільшується при зменшенні швидкості руху);  $n$  - кількість кілець;  $p$  - тиск;  $p_k$  - контактний тиск поршневого кільця, який залежить від  $D$ . При застосуванні поршневих кілець зростають вимоги до точності обробки внутрішньої поверхні гідроциліндра (оскільки кільце не може скомпенсувати місцеві нерівності, при недостатній точності неминучі витіки робочої рідини через замок). При монтажу замки кожної пари сусідніх кілець розвертають один відносно одного на 180°.

#### 6.4. Трубопроводи

У верстатних гідроприводах застосовують сталі безшовні холоднодеформовані труби за ГОСТ 8734 - 75, сталі прецезійні труби за ГОСТ 9567 - 75, мідні труби за ГОСТ 612 - 72, алюмінієві труби за ГОСТ 18475-82, латунні труби за ГОСТ 494 - 76 і рукави високого тиску за ГОСТ 6286 - 73. З'єднання з мідних, алюмінієвих і латунних труб найчастіше застосовують в системах низького (до 2,5 МПа) тиску. Дані труби використовуються також для дренажних ліній, підключення манометрів, в ряді

випадків - для ліній керування. Мідні труби легко монтується на верстаті, однак впродовж часу вони втрачають еластичність і можуть лопатись в результаті втомленості при вібраційних навантаженнях. Мідні труби легко піддаються механічним пошкодженням; вони прискорюють окисні процеси в робочих рідинах, скорочуючи термін їх служби. Для верстатів серійного виробництва мідь і латунь допускається застосовувати тільки для труб із зовнішнім діаметром не більше 8 мм. Труби монтують як за допомогою розбірних так і нерозбірних з'єднань.

*Нерозбірні з'єднання* зі спеціальними перехідними втулками (муфтами) (рис. 6.12, а) з паянням або зварюванням труб розповсюджені у трубопроводах, що не підлягають демонтажу. Використовують як прямий, так і косий (рис. 6.12, б) обріз втулки. Застосування нерозбірних з'єднань дозволяє значно (на 25 - 30%) зменшити вагу трубопроводу у порівнянні із розбірними з'єднаннями.

В ряді випадків замість муфти використовують роздачу кінця однієї з труб (рис. 6.12, в) на подвійну товщину стінки труби; довжина розтруба: 50- 60 мм. На рис. 6.12, г показана схема одного з можливих з'єднань труб паянням. Для монтажу трубопроводів використовують з'єднання з розвальцьовкою, шаровим ніпелем, кільцем що вривається, а також розбірні з'єднання для рукавів.

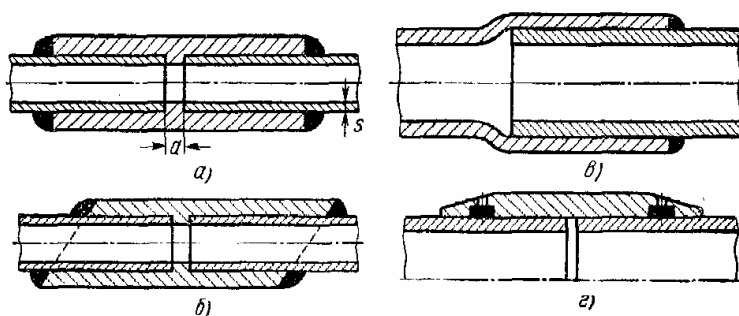


Рис. 6.12. Нерозбірні з'єднання труб

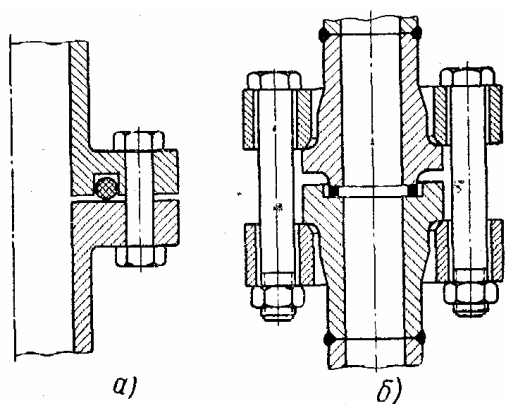


Рис. 6.13. Системи ущільнень фланцевих з'єднань труб за допомогою гумових кілець

#### *Розбірні з'єднання.*

Труби з внутрішнім діаметром більшим 40 мм звичайно з'єднують за допомогою круглих або квадратних фланців (рис.6.13). Ущільнення фланців здійснюється за допомогою м'яких (мідних або алюмінієвих) кілець

(див. рис. 6.13, а), а також за допомогою ущільнювальних О - подібних і прямокутних гумових кілець (див. рис. 6.13,б).

Для проміжних з'єднань тонкостінних труб невеликих діаметрів (до 30- 35 мм), а також для приєднання їх до агрегатів гідросистем в основному застосовують арматуру під розвальцьовування труб (по зовнішньому конусу) (рис. 6.14), які в цьому випадку повинні бути виготовленими з ковкого металу, що допускає розвальцьовування у холодному стані. З'єднання з розвальцьо-

вуванням труби відрізняються простотою, але можуть бути рекомендованими для сталевих труб під тиском 20-30 МПа. Вони допускають при сталевій трубі і арматурі повторні демонтаж і монтаж без зниження міцних характеристик і втрати герметичності, а також придатні для роботи в широкому діапазоні температур і тисків. При більш високих тисках (30 - 40 МПа) розповсюджено ніпельне (шарове з'єднання (рис. 6.15), яке доцільно також застосовувати в трубопроводах, що піддаються частому демонтажу.

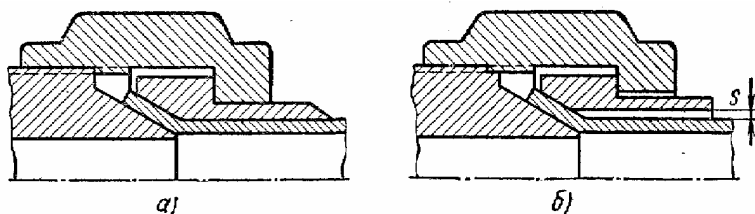


Рис. 6.14. Схеми з'єднання труб розвальцьовуванням

трубу, герметизуючи стик. Одночасно з тим ніпель випучується, створюючи контакт з внутрішньою конічною поверхнею штуцера. Дякуючи пружній дії ніпеля забезпечується щільний контакт з'єднання при температурних деформаціях. З'єднання придатне для роботи при тисках до 80- 100МПа. До його недоліків відносяться неможливість повторного монтажу, а також залежність утомленої міцності від температури.

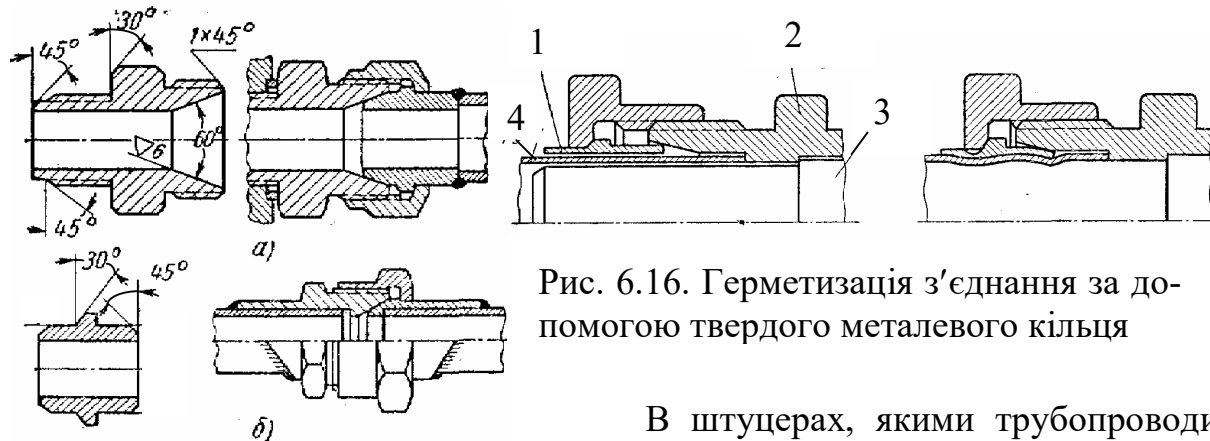


Рис. 6.16. Герметизація з'єднання за допомогою твердого металевого кільця

Рис. 6.15. Ніпельне (сферичне) з'єднання труб

Однак при конусній різьбі важко забезпечити задане кутове положення штуцерів з відводами.

### 6.5. Гідробаки

Бак служить для розташування робочої рідини, що використовується в гідравлічній системі. Бак повинен бути сконструйований таким чином,

щоб в ньому забезпечувався відстій рідини; для цього циркуляція рідини в баці повинна бути зведена до мінімуму. Введення рідини в бак не повинно викликати спінювання і завихрення; для цього воно виконується нижче рівня рідини в баці. На каналі введення рекомендується установлювати сітчастий пристрій (рис. 6.17. а) для подрібнення струменя рідини. Розташування і конструкція бака повинні дозволяти легкий контроль рівня рідини і поповнення її. Для контролю кількості рідини рекомендуються показчики рівня. Бак повинен мати у верхній частині дренажний отвір діаметром 2- 5мм. Для усунення потрапляння в бак пилу разом із повітрям, що надходить до нього при змінах рівня рідини, дренажні отвори оснащуються повітряними фільтрами 1, які уловлюють механічні частинки (пил) і вологу.

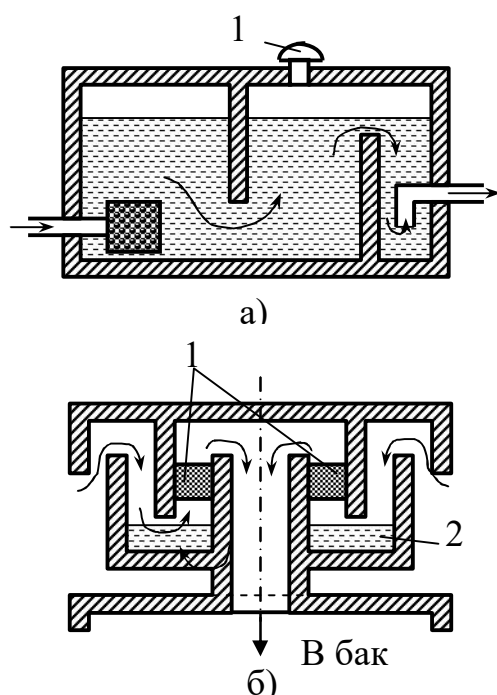


Рис. 6.17. Схеми баків

Більш удосконалим способом захисту бака від потрапляння пилу є застосування поряд із фільтрами 1 (рис. 6.17, б) рідинного пилоуловлювача. Кінці всіх труб, з'єднаних з баком, повинні знаходитись нижче мінімального рівня рідини 2 на величину не меншу трьох діаметрів труби. Зріз всмоктувальної труби насоса повинен знаходитись від днища бака на відстані не меншій двох діаметрів труби. Зливні магістралі приєднуються до спеціальних відсіків бака, віддалених від відсіків, з'єднаних зі всмоктувальними магістралями. Для покращення умов вилучення з рідини повітря необхідно всмоктувальну трубу відокремлювати від зливної, що забезпечується перегородками (див. рис. 6.17) з висотою, рівною 2/3 висоти мінімального рівня рідини в баці. Використовують перфоровані перегородки, які створюють рівномірну швидкість плинину уздовж нижньої частини бака, дякуючи чому полегшується виділення пухирців повітря з рідини і опускання частинок бруду на дно бака. В стінку бака рекомендується укручувати магнітну пробку для уловлювання продуктів зносу сталейних деталей. Для охолодження рідини в баках часто розташовується радіатор, через який пропускається охолоджувальна рідина або повітря.

## 6.6. Гідроаккумулятори

Гідроаккумулятор - це ємність, призначена для акумулювання енергії робочої рідини, що знаходиться під тиском (рис. 6.18). У вантажних гідроаккумуляторах (а) акумулювання і повернення енергії відбувається за рахунок зміни потенційної енергії вантажу, в пружинних (б) - за рахунок деформації пружини, в пневмогідролічних - внаслідок стискування і розширення газу, причому рідина може знаходитись в безпосередньому контакті



із газом (в) або відокремитись від нього в поршневому (г), мембранному (д) або балонному (е) пневмогідроакумуляторах. Балонні і мембранні гідроакумулятори менш інерційні і мають менші розміри і масу у порівнянні із поршневими, їх недолік - обмежений ресурс гумового роздільника середовищ.

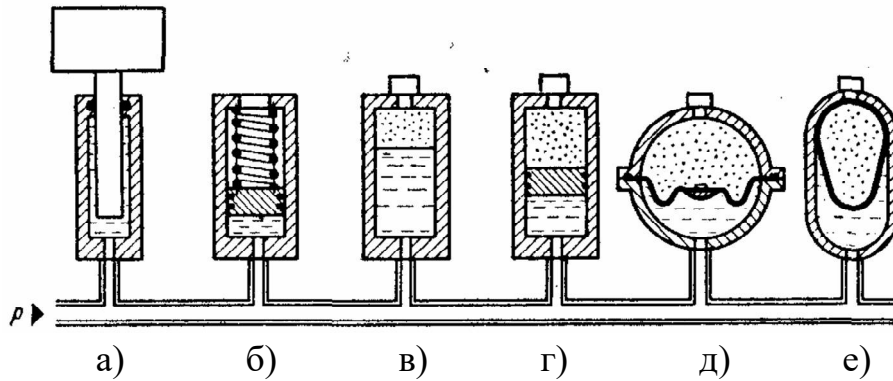


Рис. 6.18. Конструктивні схеми гідроакумуляторів

рідини під тиском при прискорених переміщеннях. Це дозволяє зменшити подачу насоса, що живить гідросистему. В затискних механізмах гідроакумулятори можуть підтримувати тиск затискання при виключеному (або розвантаженому) насосі. Гідроакумулятори використовуються також для зменшення пульсацій тиску або виключення піків у перехідних режимах.

*Вантажний гідроакумулятор* (див. рис. 6.18, а) складається з циліндра із поршнем і вантажу, що діє на поршень. Громіздкість конструкції і необхідність точного витримування вертикального компонування циліндра – причини їх обмеженого застосування.

В *пружинному гідроакумуляторі* (див. рис. 6.18, б) поршень навантажується пружинами, тому тиск в порожнині циліндра змінюється в залежності від їх деформації:

$$p = P_{\text{пр}} / F = ch / F, \quad (6.1)$$

де  $P_{\text{пр}} = ch$  – зусилля, що розвивається пружиною;  $c$  – жорсткість пружини;  $h$  - стикання (хід) пружини.

Якщо призначені мінімальні  $p_{\text{min}}$  і максимальні  $p_{\text{max}}$  тиски, які повинна мати рідина в циліндрі, то пружину можна розрахувати за формулою

$$ch = (p_{\text{max}} - p_{\text{min}}) F. \quad (6.2)$$

Відповідно, максимальний об'єм рідини  $V_{\text{max}}$ , що накопичується в гідроакумуляторі,

$$V_{\text{max}} = Fh = (F^2 / c) (p_{\text{max}} - p_{\text{min}}). \quad (6.3)$$

Найчастіше гідроакумулятори застосовуються для накопичення гідравлічної енергії при повільних рухах робочих органів і отримання короточасних великих потоків робочої

Пневматичний гідроаккумулятор являє собою закритий посуд, заповнений стислим газом з деяким початковим тиском. При подачі в посуд рідини об'єм газової камери зменшується, а тиск газу і, отже, рідини збільшується. Конструкції пневмогідроаккумуляторів з безпосереднім контактом газу і рідини застосовують рідко, оскільки зі збільшенням тиску зростає розчинність повітря в рідині. Найбільш розповсюджені гідроаккумулятори з роздільниками газового і рідинного середовищ.

Поршневий пневмогідроаккумулятор складається зі сталльної гільзи 1, двох кришок 2 і поршня 3 (рис. 6.19, а). Кришки і поршень ущільнені гумовими 4 і захисними 5 кільцями, а також прямокутними ущільненнями 6. Кришки кріпляться до гільзи різними кільцями 7 і фланцями 8. Для надійної герметизації поршня на його зовнішній поверхні проточений паз Б, який при складанні заповнюється рідиною. Порожнина А приєднана до гідросистеми і є накопичувачем рідини. Порожнина В заповнюється (заряджається) газом через клапан 9 до тиску зарядки, який дорівнює мінімальному тиску рідини, що віддається гідроаккумулятором в систему. Накопичення рідини в порожнині А відбувається в період пауз робочих циклів

споживачів. При цьому рідина переміщує поршень 3 і стискає газ в порожнині В. Коли витрати рідини споживачами зростають і тиск в системі падає, рідина з гідроаккумулятора під тиском газу виштовхується в систему.

Розраховуючи пневмогідролічний акумулятор, визначають конструктивні розміри його ємностей, допустимий діапазон робочих тисків, а також напруги в небезпечних перерізах ємності.

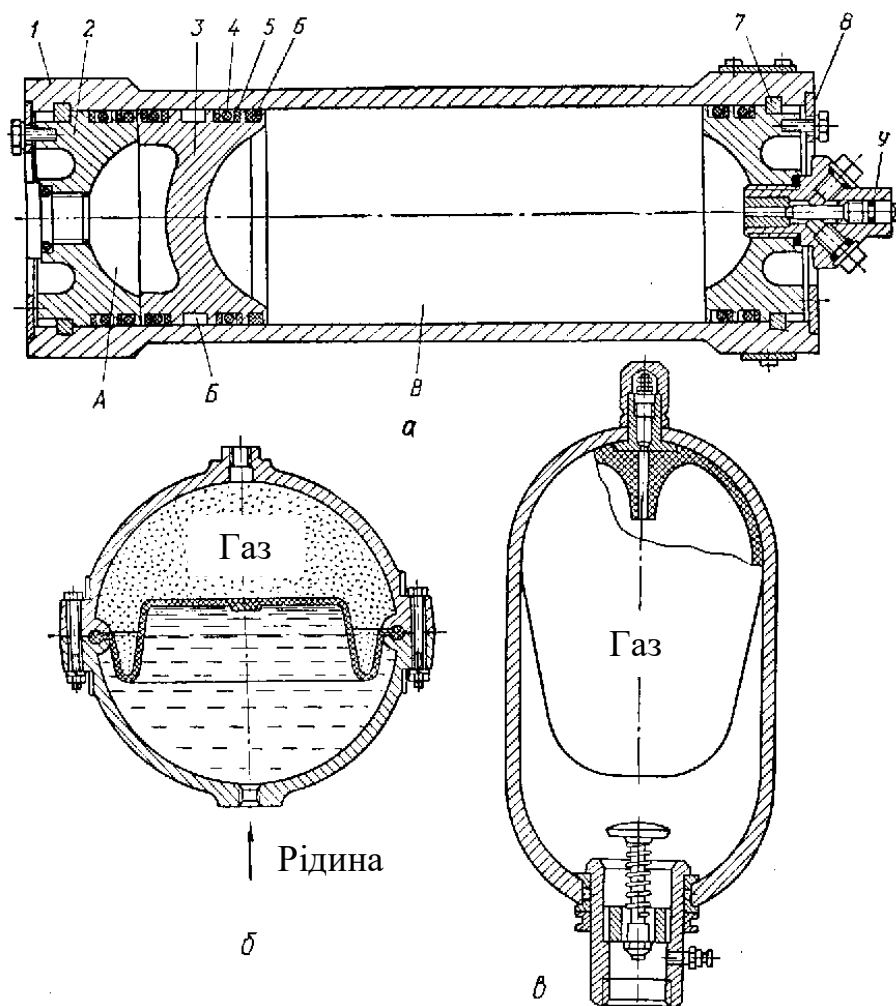


Рис. 6.19. Пневмогідроаккумулятори: а) – поршневий; б) – сферичний з мембранним розділювачем; в) – балонний з розділювачем

Корисний об'єм гідроаккумулятора (об'єм, що витискується при зміні тиску від  $p_{\max}$  до  $p_{\min}$ )

$$V = V_{\text{ном}} p_3 (1/p_{\min} - 1/p_{\max}), \quad (6.4)$$

де  $V_{\text{ном}}$  – номінальна місткість газової камери;  $p_3$  – тиск зарядки.

Як в поршневих, так і в мембранних (рис. 6.19, б) і балонних (рис. 6.19, в) пневмогідроаккумуляторах газові порожнини заряджають, як правило, азотом, що захищає металеві деталі агрегату від корозії, підвищує термін служби діафрагм та гумових ущільнень.

Недоліками поршневих гідроаккумуляторів є наявність сил тертя між поршнем та циліндром, а також можливість порушення герметичності газової камери.

## 7. Програмні та слідкуючі гідроприводи

У верстатах з програмним та адаптивним керуванням, копіювальними пристроями і електрогідравлічними слідкуючими системами, а також в промислових роботах застосовуються дроселюючі розподільники, гідроапаратура з пропорційним керуванням, електрогідравлічні крокові і слідкуючі приводи. Всі ці пристрої, по суті, - гідравлічні підсилювачі потужності, що перетворюють вхідний механічний або електричний вплив у відповідне переміщення вихідної ланки із зусиллям або моментом достатнім для подолання сил різання або інших навантажень на робочих органах.

### 7.1. Гідравлічні підсилювачі

Гідропідсилювач – пристрій керування машинами і їх агрегатами за допомогою рідини з одночасним підсиленням потужності вхідного сигналу. Гідропідсилювачі знайшли широке застосування в різних галузях техніки і в особливості в гідравлічних слідкуючих приводах систем шляхового керування сучасними підйомними та транспортними машинами, в копіювальних верстатах і в особливості у верстатах для відпрацьовування фасонних поверхонь. Гідравлічний підсилювач такого типу являє собою слідкуючий силовий гідропривод, за допомогою якого веденій ланці (виконавчому двигуну) передаються рухи, узгоджені з визначеною точністю з переміщенням входу (органа керування) при необхідному підсиленні вихідної потужності (зусилля або моменту), яке отримується шляхом використання енергії рідини, що подається.

Ступінь підсилення вихідної потужності гідропідсилювача у порівнянні із потужністю входу (коефіцієнт підсилення за потужністю) практично необмежена. Так, наприклад, в електрогідравлічних системах автоматики підсилення досягає значення 10000000 : 1. Одночасно з можливістю отримання високих вхідних потужностей потужність вхідного сигналу може бути зменшеною до мінімальної величини (0,5 Вт) при керуванні за допомогою електрогідравлічного розподільника.

За способом керування підсилювачі можна поділити на два основних типи: без зворотного зв'язку і зі зворотним зв'язком, рідше застосовують гідропідсилювачі з комбінованими системами керування. Для точної обробки керуючих сигналів використовують в основному системи з від'ємним зворотним зв'язком, в яких відпрацьований сигнал безперервно порівнюється із керуючим і різниця їх викликає дію системи таким чином, щоб розузгодження зводилось до нуля. В гідросистемах машин застосовують в основному гідропідсилювачі із жорстким зворотним зв'язком виходу з входом, які мають високу точність стеження і стійкість проти коливань, малу залежність своїх характеристик від якості виготовлення керуючих елементів, в'язкості рідини і інших факторів. Жорстким зворотним зв'язком виходу з входом в загальному випадку називають елемент, який з'єднує яку-небудь ланку системи з однією із попередніх ланок і замикає тим самим всю

систему або її частину (рис. 7.1, в). Характерною особливістю гідропідсилювача із даним зворотним зв'язком є те, що він безперервно реагує на розузгодження (помилку) між вхідною і вихідною величинами зі швидкістю впливу, пропорційною величині цього розузгодження.

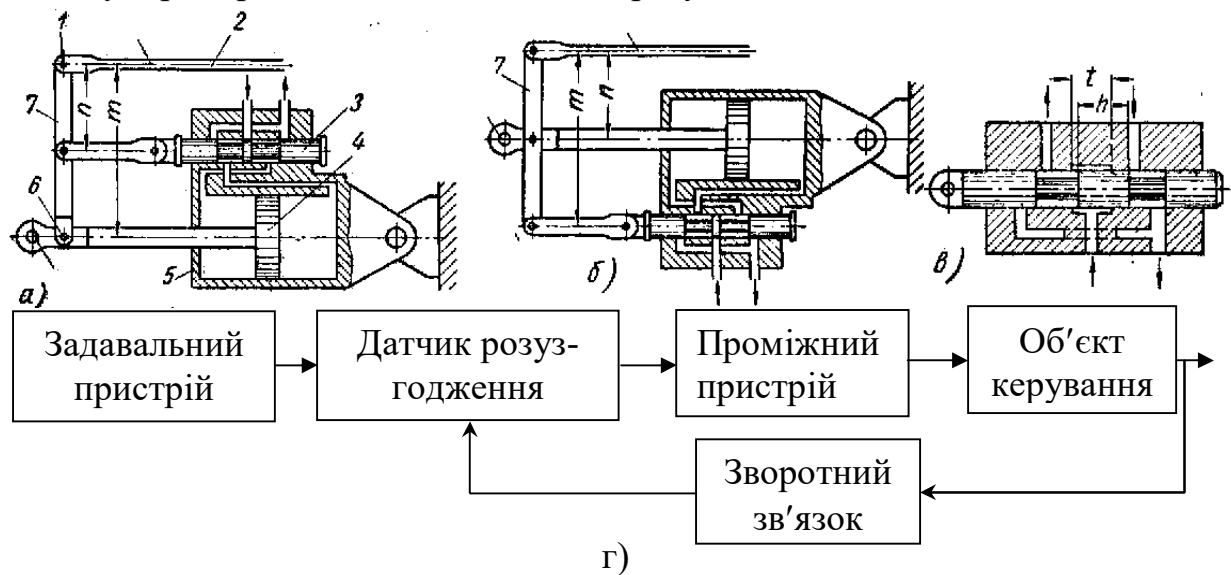


Рис. 7.1. Принципові (а – в) і структурна (г) схеми гідравлічного підсилювача слідкуючого типу

Типова схема гідропідсилювача з гідравлічним двигуном прямолінійного руху подана на рис. 7.1, а. Плунжер 3 розподільного золотника гідропідсилювача зв'язаний через важіль 7 з тягою 2 керування і одночасно зі штоком поршня 4 силового гідроциліндра 5. В середньому (нейтральному) положенні плунжер 3 перекриває як вікно живлення, так і вікна, зв'язані з порожнинами гідроциліндра 5, внаслідок чого його поршень буде знаходитись у спокої. При зміщенні тяги 2 зміститься також і плунжер 3, в результаті рідина надходить у відповідну порожнину гідроциліндра, приводячи його поршень зі штоком 6 в рух. Якщо рух тяги 2 буде припинено, поршень 4 буде деякий час продовжувати переміщуватись в тому ж напрямку, однак оскільки точка 1 важеля 7 при зупинці тяги буде зафіксованою, рухомий шток 6 передасть плунжеру 3 переміщення, протилежне тому, яке він отримав до того при зміщенні тяги, при цьому вікна золотника будуть внаслідок зворотного руху його плунжера перекриватись, в результаті кількість рідини, що надходить в циліндр 5, і відповідно швидкість його поршня будуть зменшуватись поки в близькому до середнього положенні плунжера, вікна повністю не перекриються і швидкість поршня не буде дорівнювати нулю. При зміщенні плунжера 3 в протилежний бік рух всіх ланок пристрою регулювання буде відбуватись у зворотному напрямку.

З рис. 7.1, а і б видно, що поршень гідропідсилювача буде приходити в рух, коли зміщення плунжера 3 золотника із середнього положення перевищуватиме деяку величину  $c = (h - t) / 2$ , що визначається різницею в розмірах довжини пояска  $h$  плунжера і ширини  $t$  вікна живлення, яка назива-

ється перекриттям золотника. В золотниках з подібним позитивним перекриттям ширина  $h$  робочого пояса плунжера перевищує ширину  $t$  прохідного вікна корпусу золотника для проходження рідини, внаслідок чого поясок плунжера при симетричному положенні по відношенню до цих вікон перекриває кожне з вікон на довжині  $c$ . При зміщеннях золотника від нейтрального положення на величину перекриття  $c$  рідина в гідроциліндр не буде надходити, і переміщення плунжера в зоні двостороннього перекриття  $2c = (h - t)$  не буде супроводжуватись рухом гідродвигуна.

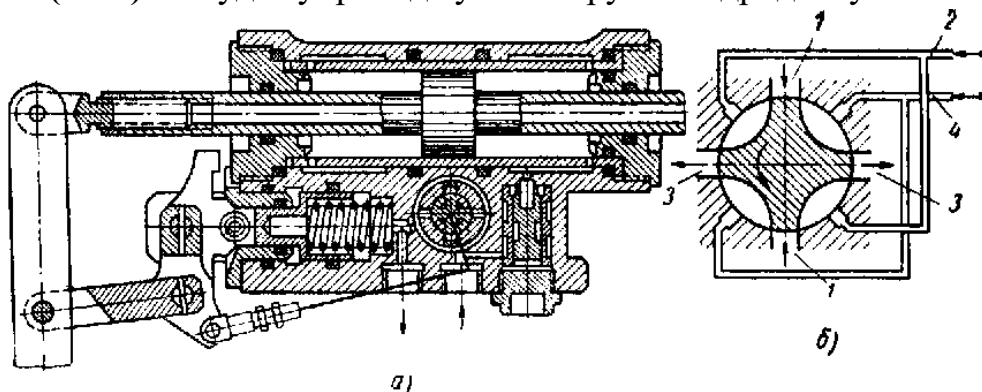


Рис. 7.2. Гідропідсилювач з крановим розподільником (а) і схема крана (б)

*Гідропідсилювачі з крановими і клапанними розподільниками* застосовуються сумісно із силовими гідроциліндрами прямолінійного (рис. 7.2, а) і поворотного типу. Підведення рідини до розподільника здійснюється через канали 1, а відведення в бак – через канали 3 (рис. 7.2, б). Робочі порожнини гідроциліндрів з'єднані відповідно із каналами 2 і 4. При конструюванні кранового розподільника слід передбачити, з метою зменшення тертя, розвантаження пробки крана від одностороннього тиску рідини, яке звичайно здійснюється шляхом парного виконання отворів, розташованих діаметрально протилежно. Описані крани з ковзними робочими елементами застосовують звичайно при тисках не більших 10 МПа. З цією ж метою пробку крана часто розташовують у втулці на гольчастих підшипниках. Клапанні розподільники забезпечують, дякуючи практично нульовому перекриттю, високу чутливість гідропідсилювача. Величина зони нечутливості даних розподільників визначається в основному точністю механізму. Вони порівняно прості у виготовленні і надійні у експлуатації.

*Гідропідсилювачі з багатокаскадним підсиленням.* Однокаскадні гідропідсилювачі звичайно застосовують при витратах робочої рідини до 1–15 л/хв, що звичайно відповідає діаметру плунжера золотника до 8–12 мм. При великих витратах і відповідно великих діаметрах золотника сили тертя недопустимо збільшуються, внаслідок чого в подібних випадках використовують системи з дво- і трикаскадним підсиленням. Застосування у допоміжних каскадах додаткової енергії дозволяє значно знизити зусилля і потужність вхідного сигналу.

На рис. 7.3 показана схема гідропідсилювача системи регулювання з двокаскадним підсиленням. Відцентровий регулятор впливає на плунжер 2

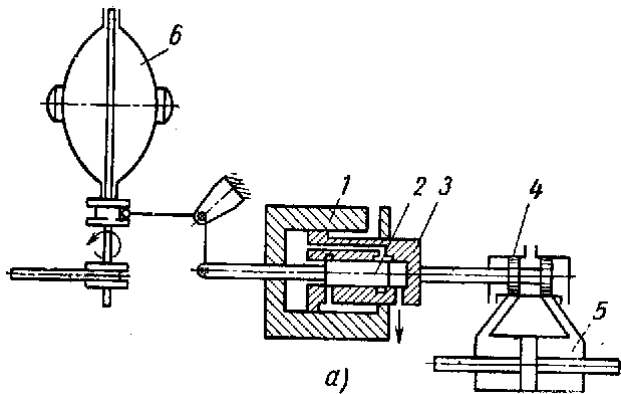


Рис. 7.3. Гідропідсилювач з двокаскадним розподільником

допоміжного золотника, який керує поршнем 3 допоміжного гідроциліндра 1, а останній, в свою чергу, керує основним розподільним золотником 4, живлячим силовий гідроциліндр 5 системи.

*Пристрої типу сопло - заслінка.* В слідкуючих системах, зокрема в електрогідравлічних двоступінчастих системах автоматичного керування, застосовують в якості першого ступіня підсилення пристрої типу сопло - заслінка

(рис. 7.4), які за принципом дії є регульованим дроселем. Пристрій складається в основному з двох деталей - сопла 3, що є жиклером, і пластинки (заслінки) 2, закріпленої на досить великому плечі, що дозволяє вважати її переміщення відносно сопла поступальними. За допомогою заслінки 2 можна перекривати вихідний отвір сопла 3, регулюючи тим самим витрати рідини з нього, а отже і тиск в камері 4, з'єднаної з гідродвигуном 5. Для цього на вході в сопло установлений дросель 1.

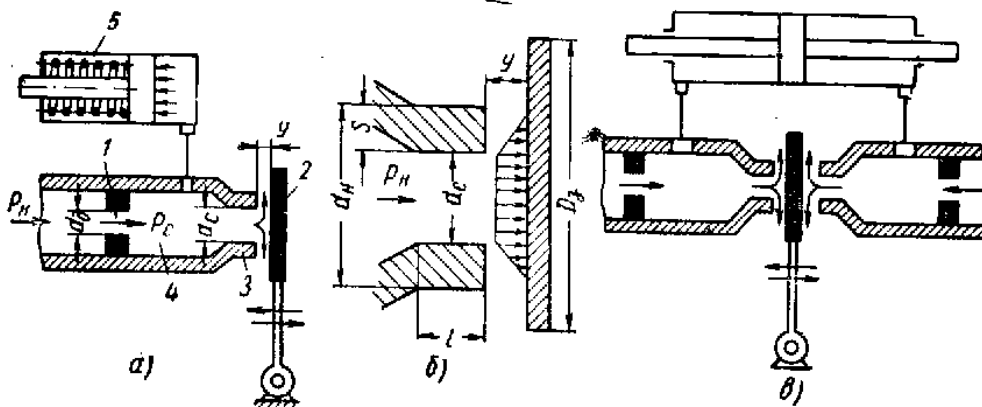


Рис. 7.4. Схеми систем із соплом - заслінкою

Для живлення двох порожнин гідродвигуна застосовують схему з двома соплами (див. рис. 7.4, в). При її використанні забезпечується практично повне розвантаження заслінки від сил швидкісного напору струменя рідини.

Розподільники цього типу відрізняються малими габаритами і вагою, високою чутливістю, точністю і швидкодією, а також простотою виготовлення і довговічністю, що обумовлена безконтактним принципом дії. Крім цього, характеристики розподільника практично не залежать від величини робочих температур. Оскільки тут має місце кубічна залежність витрат рідини від величини зазору  $Q = f(y^3)$ , де  $y$  - відстань від зрізу сопла до за-

слінки, незначна зміна  $u$  приведе до значних змін тиску в камері 4 (див. рис. 7.4, а), а отже, і в робочій порожнині гідродвигуна 5. Розміри таких пристроїв невеликі: діаметр сопла  $d_c \approx 1$  мм і менше; діаметр зовнішнього кола зрізу сопла  $d_n = (1,2 \div 1,5) d_c$ ; діаметр заслінки  $D_3 = (3 \div 4) d_c$ ; довжина циліндричної ділянки сопла  $l = (1 \div 2) d_c$  (див. рис. 7.4, б); діаметр отвору дроселя 1 (див. рис. 7.4, а)  $d_d = 0,2 \div 1$  мм; площа отвору сопла звичайно в 2 рази більша площі отвору дроселя; діаметр заслінки  $D_3 < 3 d_c$ . Привод

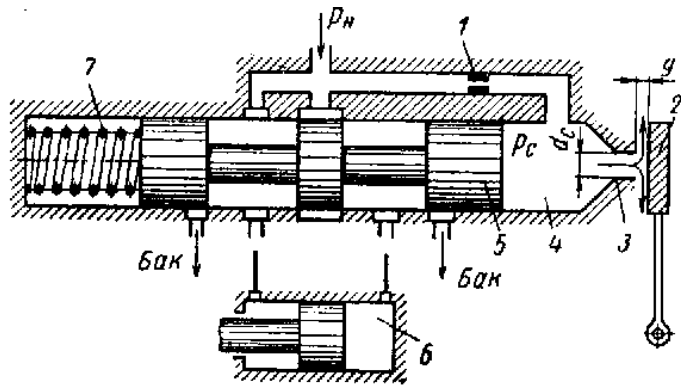


Рис. 7.5. Система з двокаскадним підсилювачем типу сопло - заслінка

заслінки звичайно здійснюється за допомогою електромагнітних пристроїв. Для підвищення потужності вихідного сигналу при збереженні чутливості підсилювача застосовують двокаскадні пристрої з використанням сопла - заслінки в якості першого каскаду підсилення.

Принципова схема одного з таких пристроїв показана на рис. 1.5.

З камерою 4 і відповідно із соплом 3 з'єднана права порожнина основного розподільного золотника великої потужності, плунжер 5 якого знаходиться під дією пружини 7 і тиску рідини у даній камері. При зміщенні заслінки 2 рівновага сил, що діють на плунжер 5, порушиться, і він, зміщуючись у відповідну сторону, з'єднає праву порожнину гідроциліндра 6 з порожниною живлення (тиск  $p_n$ ) або з баком. Зусилля, що створюється тиском на плунжері 5 золотника, зрівноважується пружиною 7; переміщення золотника пропорційно переміщенню заслінки (регульованого дроселя), в результаті чого досягається наближена пропорційність витрат рідини через золотник і переміщення заслінки. Для демпфування автоколивань застосований дросель 1. Очевидно, другий каскад підсилення у вигляді розподільного золотника вводить в систему додатковий ступінь вільності і збільшує інерційність пристрою, що супроводжується збільшенням запізнення. З цієї причини в швидкодіючих системах доцільніше, по можливості, застосовувати однокаскадні пристрої, які при малих ходах заслінки допускають до 30 вмикань в секунду; час спрацьовування при ході заслінки 1 мм не перевищує 0,1 с. Однак при цьому обмежені витрати рідини, які не перевищують 5 л/хв при тисках до 25 МПа, тоді як витрати в двокаскадних системах при тих самих тисках складають 25 ÷ 40 л/хв. Крім цього, введення другого каскаду дозволяє значно підвищити коефіцієнт підсилення за потужністю. Діаметр отвору сопла першого каскаду може бути зменшеним до 0,1 - 0,15 мм, при цьому зазор між соплом і заслінкою не перевищує 0,025 мм. Для приводу заслінки вимагаються мінімальні зу-



силля, які можуть бути створеними будь-яким задавальним пристроєм - манометром, термометром, відцентровим регулятором.

*Системи з регулюванням по тиску.* Крім розглянутих гідропідсилювачів, що забезпечують витрати рідини, пропорційні вхідному переміщенню при постійному перепаді тисків, застосовують системи, що забезпечують тиск, пропорційний вхідному переміщенню при постійних витратах рідини.

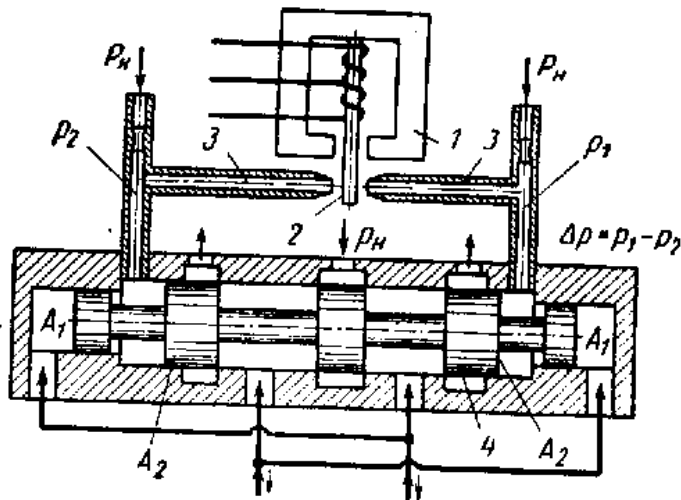


Рис. 7.6. Гідропідсилювач типу сопло – заслінка з регулюванням по тиску

рцією передаточних ланок, і вцілому - більш швидка реакція системи на сигнали. Для перетворення вхідного електричного сигналу в переміщення гідравлічного розподільника застосовують одно- і двокаскадні перетворюючі (розподільні) пристрої.

На рис. 7.6 показана одна зі схем пристроїв, в якій на виході забезпечується тиск, пропорційний електроструму, що підводиться на вхід при постійних витратах рідини. Вихідним сигналом першого степеня даного пристрою є перепад тисків  $\Delta p = p_1 - p_2$ , що створюється зміщенням заслінки 2 відносно сопел 3, величина якого, в свою чергу пропорційна диференціальному електроструму, який підводиться до електромагніту 1. Даний перепад тисків діє на різницю площ ( $A_2 - A_1$ ) плунжера золотника 4. Перепад робочого тиску  $\Delta p_p$  пропорційний величині навантаження гідродвигуна, діє на площі  $A_1$  протилежних поясків малого перерізу. Умова рівноваги плунжера пристрою

$$A_1 \Delta p_p = \Delta p (A_2 - A_1).$$

Таким чином, при подачі на електромагніт 1 диференціального електроструму плунжер золотника буде переміщуватись у відповідну сторону, поки сила  $A_1 \Delta p_p$ , яка створюється перепадом тисків (вихідним тиском) в гідродвигуні, не зрівноважить силу  $\Delta p (A_2 - A_1)$ , яка створюється першим ступенем підсилення.

Вхідним сигналом гідропідсилювача можуть бути різні фізичні параметри (механічні переміщення, тиски рідини, температура, напруга електроструму, зусилля, що створюється різноманітними приладами і інші), які, однак, повинні приводитись до єдиного сигналу - електричної напруги. Перевагою електричного сигналу є простота передачі на відстань, усунення запізнення за часом, яке в механічних системах обумовлене інерцією передаточних ланок, і вцілому - більш швидка реакція системи на сигнали.

Гідропідсилювачем крутного моменту називають слідкуючий привод поворотної або обертальної дії, з'єднаний з розподільником, що звичайно виконується у вигляді крана зі слідкуючою втулкою. Подібні гідропідсилювачі перетворюють задавальний поворотний або обертальний рух з малим крутним моментом у синхронне обертання виходу з більш високим крутним моментом. Коефіцієнт підсилення моменту гідропідсилювача гідродвигуном поворотного типу складає до 15000 :1 і для підсилювача з гідромотором 400 : 1. Дані пристрої застосовуються, наприклад, для передачі крутного моменту на ходовий гвинт верстатів слідкуючого руху.

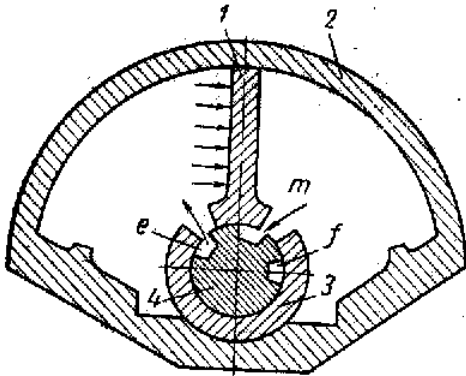


Рис. 7.7. Схема гідропідсилювача крутного моменту

Схема підсилювача крутного моменту поворотного типу подана на рис.7.7. Стовщений кінець 3 пластини 1, зв'язаний з вихідним валом гідродвигуна, служить її віссю, а також втулкою розподільного золотника 4 поворотного типу, виконаного у вигляді пробки, зв'язаної з ручкою керування. Рідина під тиском підводиться в робочі порожнини гідроциліндра 2 через канали золотника e і f і відводиться через канал m. При повороті пробки золотника 4 відносно втулки відбувається розузгодження їх положень і рідина після надходження у відповідну порожнину гідроциліндра, буде повертати до усунення розузгодження пластину 1 в напрямку руху пробки золотника. Пробка золотника 4 зі слідкуючою втулкою виконує в даній схемі функції чутливого елемента, що вимірює розузгодження керуючого (вхідного) і слідкуючого (вихідного) валів. Оскільки втулка золотника жорстко зв'язана з валом гідродвигуна, система золотник - гідродвигун охоплена жорстким зворотним зв'язком.

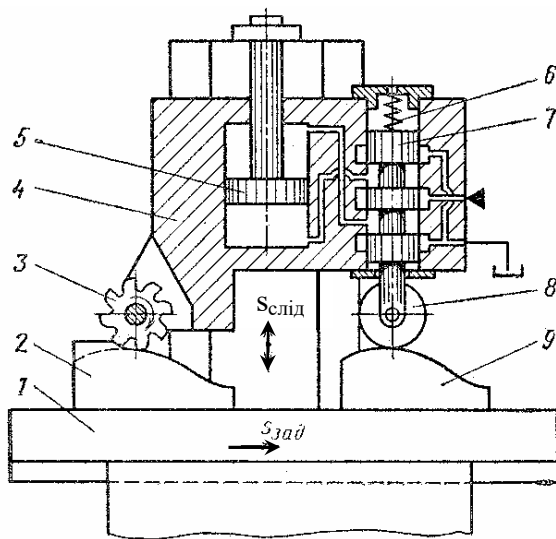


Рис. 7.8. Схема гідравлічної копіювальної системи фрезерного верстата

## 7.2. Дроселюючі гідророзподільники

Дроселюючі гідророзподільники - це гідравлічні апарати регулювання, що змінюють витрати і напрямок потоку робочої рідини в декількох лініях одночасно в залежності від зовнішнього керуючого впливу, що найчастіше буває механічним або електричним.

В гідрокопіювальній системі фрезерного верстата (рис. 7.8) стіл 1 з деталлю 2, що обробляється і копиром 9 переміщується зі швидкістю задавальної подачі  $s_{зад}$ . Зо-

лотник 7 дроселюючого розподільника пружиною 6 притиснутий через ролик 8 до копіра 9, а корпус дроселюючого розподільника жорстко зв'язаний з кареткою 4 і закріпленим на ній інструментом 3. Каретка переміщується гідроциліндром 5, шток якого з'єднаний зі станиною верстата. Чотири робочі кромки золотника частково перекривають кільцеві канавки корпуса, зв'язані з напірною і зливною лініями, а проміжні порожнини розподільника з'єднані із порожнинами гідроциліндра. При зміщенні золотника 7, наприклад догори, робоча рідина з напірної лінії надходить у штокову порожнину гідроциліндра, а поршнева з'єднується зі зливною лінією, в результаті гідроциліндр разом із кареткою і корпусом розподільника переміщується догори (слідкуюча подача  $s_{\text{слід}}$ ) до тих пір, поки кільцеві канавки корпуса не будуть перекриті кромками золотника. При зміщенні золотника вниз напрямком подічі  $s_{\text{слід}}$  реверсується.

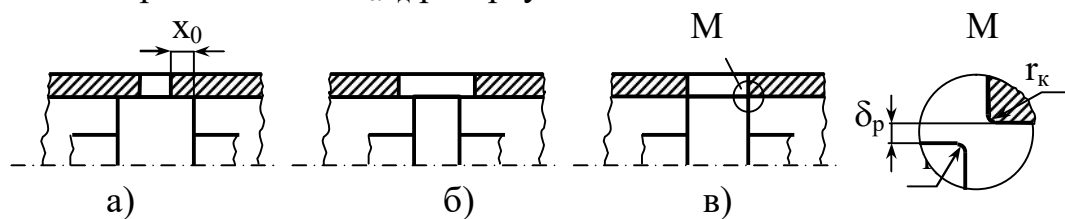


Рис. 7.9. Схеми перекриття золотникового розподільника: а) – додатнього; б) - від'ємного; в) - нульового

В залежності від співвідношення осевих розмірів поясків золотника і кільцевих канавок корпуса розрізняють розподільники із додатним, від'ємним і нульовим перекриттям. Перші (рис. 7.9, а) мають підвищену зону нечутливості, оскільки для відкриття дроселюючих щілин необхідно попередньо змістити золотник на величину осевого перекриття  $x_0$ . Це означає, що в гідросистемі (див. рис. 7.8) зміщення золотника від середнього положення в межах  $\pm x_0$  не викликає відповідного руху інструмента, тобто погіршується якість обробки. В розподільниках із від'ємним перекриттям (рис. 7.9, б) мають місце значні перетікання робочої рідини з напірної лінії у зливну, що приводить до втрат потужності, а в ряді випадків – до падіння тиску в гідросистемі при середньому положенні золотника. Оптимальні характеристики мають розподільники з нульовим перекриттям (рис. 7.9, в), однак нульове перекриття можливо лише теоретично. Якщо розглянути геометрію робочих кромок золотника і кільцевої канавки в корпусі (місце М), можна бачити, що навіть при відсутності осевого зазору між торцевими поверхнями прохідний переріз щілини не дорівнює нулю внаслідок радіального зазору  $\delta_p$  і “завалу”  $r_k$  і  $r_z$  робочих кромок. Враховуючи, що похибки в геометрії і розмірах, що складають лише декілька мікрон, сильно впливають на прохідний переріз щілин, деталі розподільників слід виготовляти з особливо високою точністю із загартованих сталей для усунення швидкого зносу робочих кромок при експлуатації. Жорсткими вимогами

до якості основних деталей дроселюючих розподільників визначається необхідність їх виготовлення на спеціалізованих заводах, які мають відповідне технологічне обладнання і випробувальні стенди.

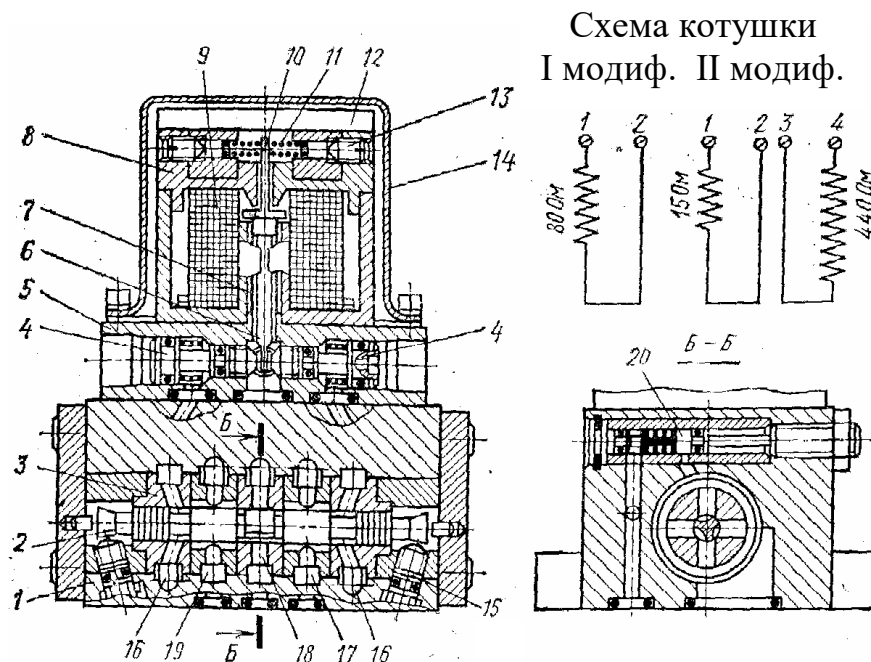


Рис. 7.10. Дроселюючий гідророзподільник УГЭ8-12/16

*Дроселюючий гідророзподільник УГЭ8-12/16* (ТУ2-053-1206 – 76) призначений для аналогового керування гідроприводами, які мають електричні зворотні зв'язки за регульованими параметрами і складається з електрогідравлічного перетворювача і розподільника [24]. Перетворювач містить: магнітопровід 8 (рис. 7.10), установлений на плиті 5; якір 10, закріплений на гнучкій трубці 7 і жорстко зв'язаний із заслінкою 6; два керуючих сопла 4; постійні магніти 12; котушку 9 з одною (модифікація I) або двома (модифікація II) керуючими обмотками; гвинти 13 з пружинами 11 регулювання нульового положення якоря і кожух 14 зі штепсельним роз'ємом. Розподільник складається з корпусу 1, золотника 2, набірної втулки 3, сопел зворотного зв'язку 15 і дроселя системи керування 20. Порожнини 16 з'єднуються зі зливною лінією, порожнина 18 – з напірною, а порожнини 17 і 19 – з гідродвигуном. Робоча рідина з напірної лінії (або від незалежного джерела при перекритому дроселі 20) через сопла 15 надходить в торцеві порожнини золотника, кожна з яких з'єднана з відповідним соплом 4, а вихід із сопел 4 з'єднаний зі зливною лінією. При відсутності сигналу керування золотник знаходиться у середньому положенні. При наявності струму керування магнітна система, впливаючи на якір, зміщує заслінку 6, наприклад, праворуч. В результаті зростає тиск в правій торцевій порожнині золотника і падає в лівій; золотник зміщується ліворуч до тих пір, поки в результаті перекриття правого сопла зворотного зв'язку 15 конічним пояском золотника і відкриття лівого сопла тиски в торцевих порожнинах зно-

ву не стануть рівними. Таким чином, кожне зміщення заслінки викликає точно визначене зміщення золотника, а отже, відповідний рух робочого органа в напрямку, що визначається полярністю керуючого сигналу, зі швидкістю, пропорційною його величині (швидкість залежить також від перепаду тисків на дроселюючих кромках золотника).

При експлуатації розподільників тиск в напірній лінії повинен бути приблизно постійним; слід уникати застосування рукавів високого тиску особливо для підключення гідродвигуна. В напірній лінії перед розподільником повинен установлюватись 10 -ти мікронний фільтр. Перед монтажем замість розподільника установлюється плитка, що з'єднує напірну і зливну лінії, і робоча рідина фільтрується впродовж 10 - 15 год.

### 7.3. Гідрокопіювальні пристрої металорізальних верстатів

Гідравлічні системи приводів копіювальних пристроїв металорізальних верстатів - окремий випадок слідкуючих систем керування приводами автоматизованого обладнання і різноманітних об'єктів, в яких здійснюється автоматизоване керування переміщенням. Найпростішими слідкуючими системами, що застосовуються у верстатах, є копіювальні системи з жорстким програмоносієм. Привод такої системи може бути електромеханічним, гідравлічним або пневматичним в залежності від величини навантаження (сил різання), потрібної точності відтворення і продуктивності обробки. Гідрокопіювальні пристрої при однакових габаритних розмірах з приводами інших типів забезпечують найбільшу точність копіювання внаслідок відносно малої інерційності і значної енергоємності привода.

Будь-яка слідкуюча система включає: задавальний пристрій вхідного сигналу; пристрій порівняння; виконавчий орган і від'ємний зворотний зв'язок. В деяких системах між виконавчим органом і пристроєм порівняння застосовують підсилювачі сигналу розузгодження. В якості задавального пристрою використовують різноманітні програмоносії. Зокрема, жорсткі механічні копії, які під час руху відносно щупа передають йому механічне переміщення у відповідності із профілем або законом, зафіксованим на копії. Механічне переміщення щупа передається дросельному розподільнику, який керує швидкістю руху виконавчого органа. Переміщення виконавчого органа є вихідним сигналом, що подається на пристрій порівняння. Порівняння можна здійснювати тільки для величин, що мають одну фізичну природу. Наприклад, переміщення з переміщенням, швидкість зі швидкістю, силу із силою, тиск з тиском і т.п. Будь-який пристрій порівняння характеризується тим, що має два входи і один вихід однієї і тієї ж самої фізичної природи. В якості вхідних сигналів можуть бути кінематичні (переміщення, швидкість, прискорення) і силові (сила, тиск) параметри. В розглянутих нижче гідрокопіювальних системах вхідними і вихідними сигналами є переміщення. Пристрій порівняння включає затвор (золотник) розподільника і дроселюючу втулку. Вхідними сигналами є взаємозалежні переміщення золотника і втулки вздовж своїх осей, а вихідним сигналами

лом - розмір прохідних щілин розподільника, утворених певним відносним розташуванням золотника і втулки. Один з елементів пристрою, звичайно золотник, з'єднується із вхідним елементом - щупом, корпус або втулка з'єднуються з вихідним елементом - штоком або корпусом гідроциліндра, що переміщується. Зв'язок цей звичайно механічний і може бути з передаточним відношенням 1 : 1 або будь-яким іншим, наприклад, якщо зв'язок реалізується за допомогою важельного механізму. Сигнал розузгодження, що формується пристроєм порівняння, передається звичайно підсилювачу. Підсилювач характеризується тим, що регулює енергію, яка підводиться до виконавчого двигуна. Величина енергії, визначається розміром прохідної щілини дроселюючого золотника. Тому в розглянутих схемах розподільник виконує дві функції: пристрою порівняння і підсилювача.

Структура слідкуючих систем може бути подана у вигляді схеми (рис. 7.11), і складається із пристрою 1, що задає і програмує; пристрою порівняння 2; підсилювача 3; виконавчого двигуна 4, що приводить в рух виконавчий механізм 5; зворотного зв'язку 6; пристрою 7, що перетворює вхідний сигнал в сигнал придатний для порівняння.

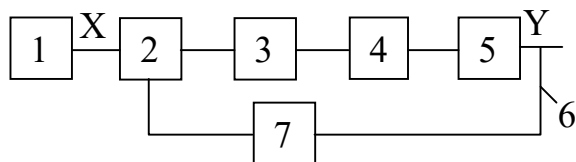


Рис. 7.11. Структурна схема слідкуючої системи

Для обробки деталі, крім подачі, що керує слідкуючим розподільником, необхідно ще мати подачу каретки поперечного супорта для забезпечення відносного руху щупа і копіра. Щуп, взаємодіючи із копіром, в залежності від профіля робочої поверхні копіра буде зміщувати

золотник слідкуючого розподільника вздовж його осі, відповідно збільшуючи або зменшуючи робочу прохідну щілину, що приведе до зміщення супорта в результаті зміни кількості рідини, що підводиться.

В залежності від типу золотникового розподільника розрізняють однокоординатні гідравлічні слідкуючі системи з одно-, дво- і чотирищілинним дроселюючим розподільником.

В слідкуючих приводах з однощілинним розподільником керування рухом здійснюється тільки однією порожниною виконавчого гідродвигуна. Тому для двостороннього руху необхідно забезпечити зовнішній вплив, протиспрямований збільшенню об'єму робочої порожнини двигуна. Наприклад, у вигляді сили тяжіння (рис. 7.12, а, в цьому випадку плунжерний гідроциліндр повинен бути розташований вертикально), або сили, що створюється за рахунок постійно підведеного напірного тиску (рис. 7.13, а і рис. 7.14, а), при цьому гідроциліндр може бути розташований довільно.

На рис. 7.12, а система працює таким чином: при зменшенні дроселюючої щілини розподільника опір потоку робочої рідини збільшується, тиск  $p_1$  в плунжерному гідроциліндрі зростає, і якщо сила, що діє на плунжер гідроциліндра, буде більша зовнішньої сили ( $m \cdot g$ ), тоді поршень пер-

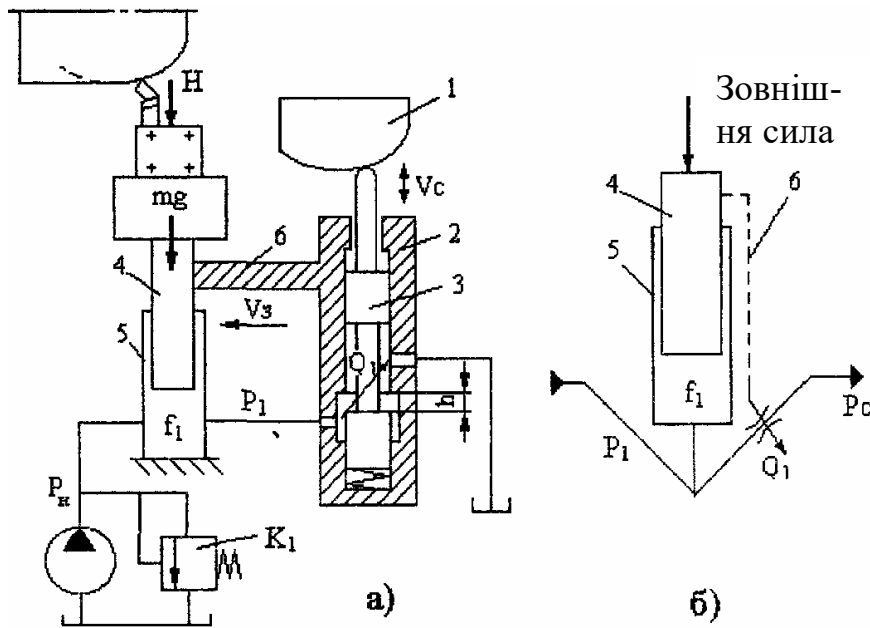


Рис. 7.12. Копіювальна система з одним насосом і однощілинним керуючим розподільником

дкуючі системи з такою схемою можуть бути застосованими в консольно-фрезерних верстатах. Розглянута гідравлічна схема може бути подана у вигляді напівмостової схеми, зображеної на рис. 7.12, б.

Зовнішній вплив можна забезпечити не лише за рахунок гравітаційної сили, але, наприклад, за рахунок пружної сили пружини, пневмогідроакумулятора, а також додаткового джерела живлення (див. рис. 7.13, а), або за допомогою одного насоса і дроселя (див. рис. 7.14, а), які забезпечують перепад тисків між навантажувальною  $f_1$  і керуючою  $f_2$  порожнинами гідроциліндра. В подібних системах з метою забезпечення однакових

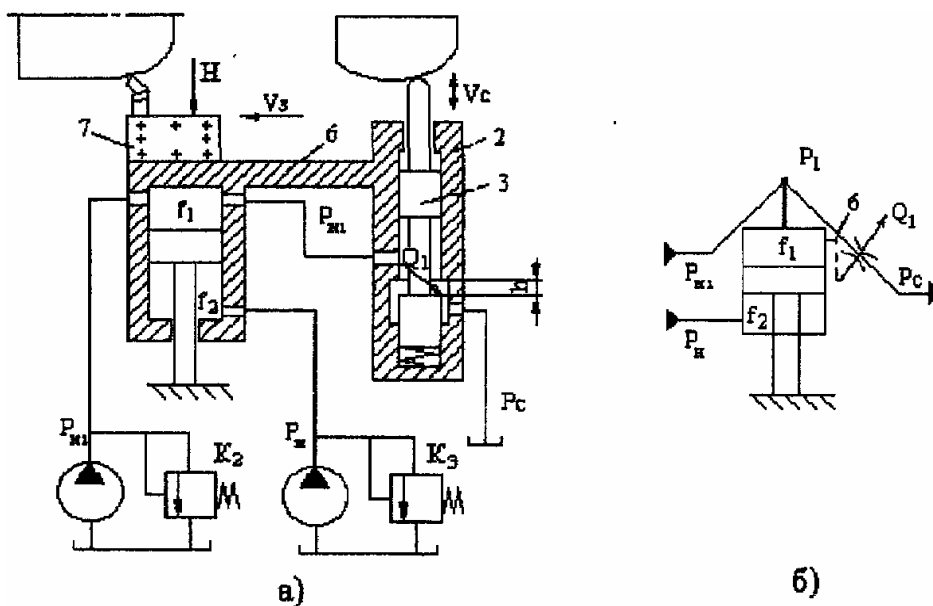


Рис. 7.13. Копіювальна система з однощілинним керуючим розподільником і двома насосами

еміщується догори разом із корпусом розподільника, тим самим збільшуючи дроселюючу щілину ( $h$ ). Тиск  $p_1$  в напірній магістралі буде визначатись навантаженням на плунжерний гідроциліндр, отже, споживна потужність буде прямо пропорційна тиску в порожнині плунжерного гідроциліндра. Запобіжний клапан  $K_1$  працює в аварійному режимі. Слі-

швидкостей в обидві сторони, співвідношення ефективних площин  $f_1 : f_2$  звичайно приймають рівним 1 : 2.

Керування робочою порожниною може здійснюватись як на виході з неї

(див. рис. 7.12, а, 7.13, а, 7.14, а, так і на вході (рис. 7.15, а). Клапани  $K_1, K_2$  – нормально зачинені і працюють в аварійних режимах,  $K_3, K_4, K_5$  – працюють в режимі переливних клапанів, підтримуючи постійний тиск у напірних лініях. Розглянуті гідравлічні схеми можуть бути подані у вигляді мостових схем, зображених на рис. 7.13, б, 7.14, б, 7.15, б.

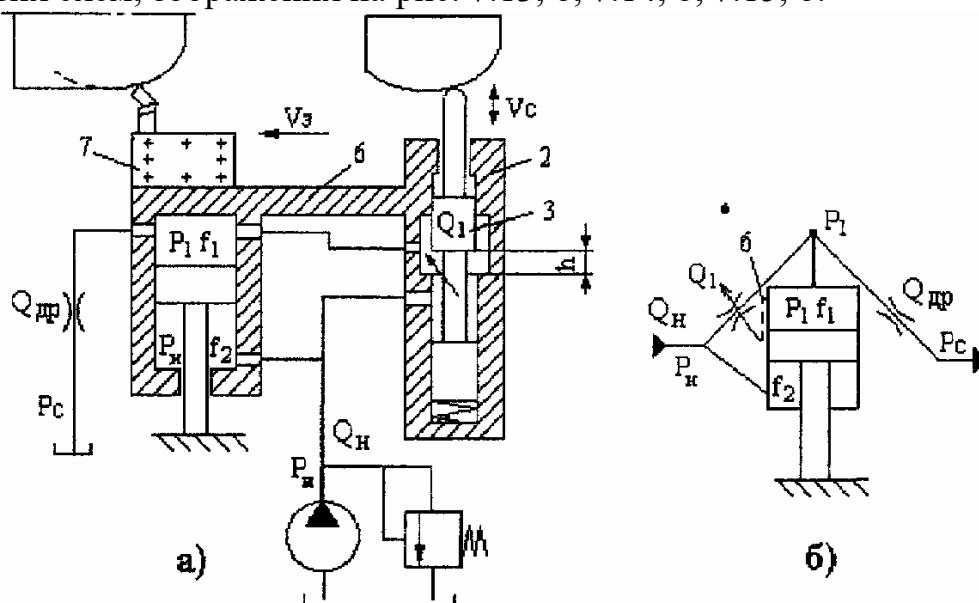


Рис. 7.14. Копіювальна система з одним насосом і однощілинним керуючим розподільником на виході

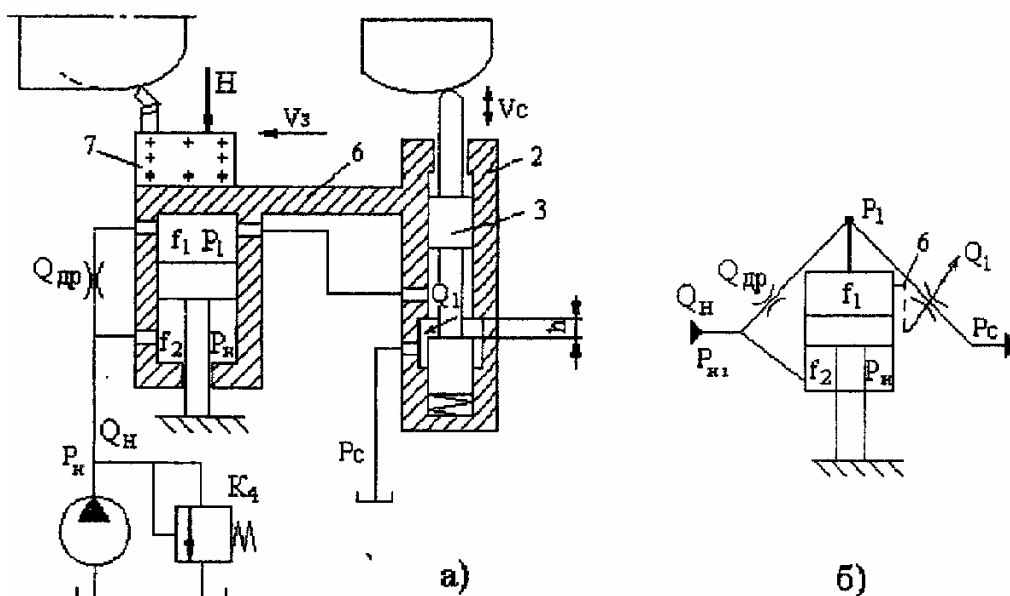


Рис. 7.15. Копіювальна система з одним насосом і однощілинним керуючим розподільником на вході

Гідравлічні слідкуючі системи з однощілинним розподільником прості у виготовленні, але можуть керувати лише однією робочою порожньою гідродвигуна. При інших рівних умовах помилка копіювання в даних системах невелика.



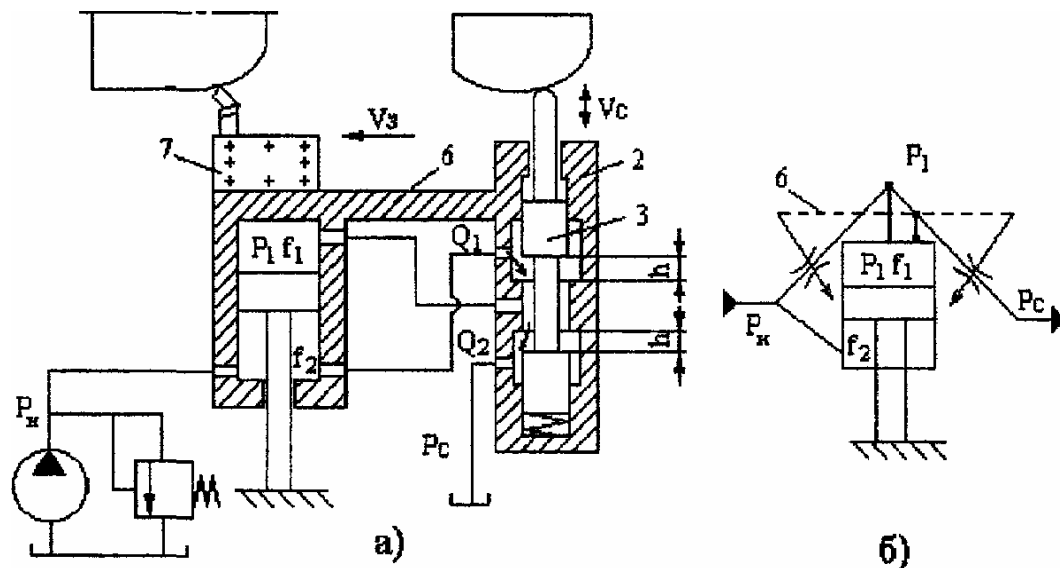


Рис. 7.16. Копіювальна система з одним насосом і двоцілінним керуючим розподільником

На рис. 7.16 показані схеми (а – гідравлічна, б – мостова) *слідкуючої системи з двоцілінним розподільником*. Керування здійснюється однією порожниною виконавчого гідродвигуна, так само як і в розглянутій вище системі, але одночасно на вході і виході з нього, що забезпечує при інших рівних умовах меншу помилку копіювання, ніж у одноцілінних розподільників.

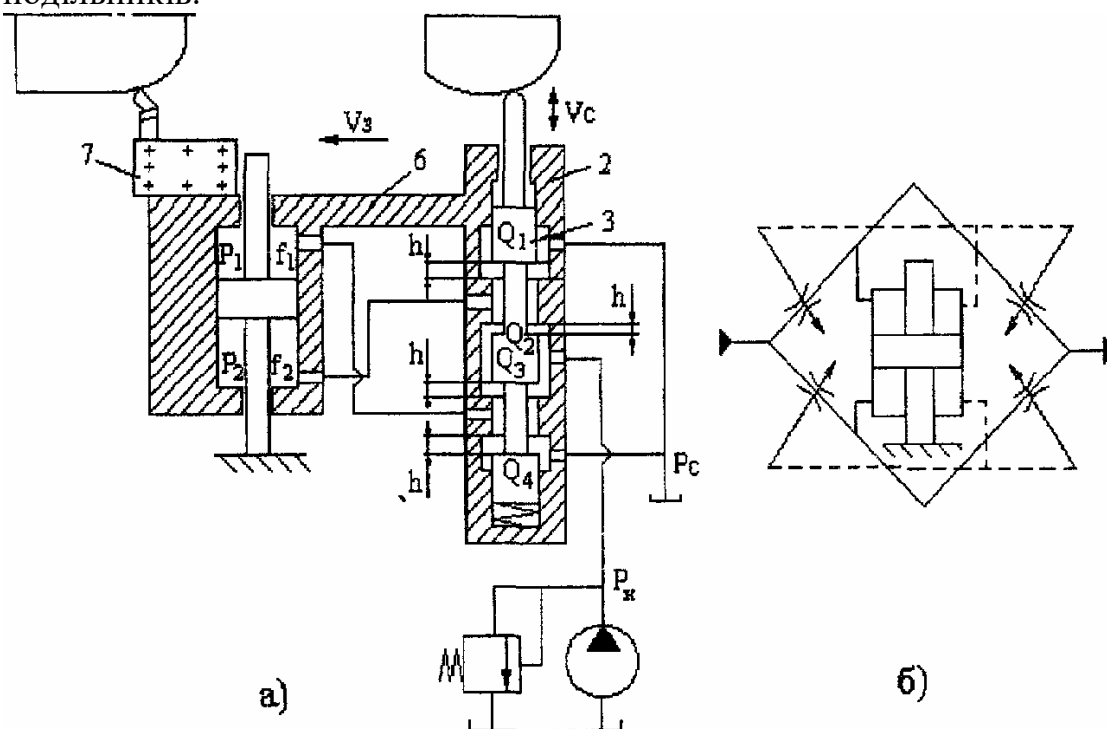


Рис. 7.17. Копіювальна система з одним насосом і чотирицілінним керуючим розподільником

В практиці машинобудування більш розповсюджена схема *слідкуючого привода з чотирицілінним дросельним розподільником*, показана на

рис. 7.17, а. При зміщенні затвора, що спирається на копір, змінюються за величиною прохідного перерізу одразу чотири щілини із зазорами ( $h$ ). Одна щілина, через яку проходять витрати  $Q_2$ , керує кількістю рідини, що надходить в одну порожнину гідродвигуна. Інша щілина, через яку проходять витрати  $Q_3$ , контролює злив з цієї ж самої порожнини. В цьому випадку керування здійснюється одночасно на вході і на виході кожної порожнини. В результаті змінюються тиски  $p_1$  і  $p_2$  в обох порожнинах гідроциліндра, і необхідна для руху виконавчого двигуна різниця тисків  $\Delta p = p_1 - p_2$  зростає значно швидше, ніж в системі з однощілинним розподільником. Жорсткість привода з чотирищілинним розподільником і точність відтворення профілю копіра також вищі. Для руху поршня або корпусу в обидві сторони з однаковою швидкістю необхідно, щоб ефективні площі в обох порожнинах гідродвигуна були б однаковими.

Мостова схема гідравлічного слідкуючого приводу з чотирищілинним керуючим розподільником наведена на рис. 7.17, б.

Подані вище гідравлічні копіювальні приводи не єдині. На основі кожної розглянутої схеми можна скласти аналогічні, якщо поміняти тип двигуна, розподільник або їх розташування. В таблиці 7.1 наведені деякі варіанти для побудови можливих принципів гідравлічних копіювальних систем (завдання №1).

Таблиця 7.1

Варіанти для побудови принципів гідравлічних копіювальних систем

№	Вихідна аналогія	Тип виконавчого двигуна	Тип керуючого розподільника	Розташування копіра	Додаткові відомості
1	Рис.7.12	Плунжерний гідроциліндр, розташований горизонтальн.	Будь-який	Горизонтальн. протилежне до заготовки	Виконавчий рух "Y" повинен бути протилежним до напрямку руху, що задається "X"
2	Рис.7.13	Двоштоковий гідроциліндр	На основі шарикового клапана	Копір розташований в площині, перпендикулярн. слідк. руху	
3	Рис.7.14	Одноштоковий гідроцил. з нерухомим штоком	Будь-який	Копір і заготовка розташ. протилежно	

4	Рис.7.15	Двоштоковий гідроциліндр	Поворотний кран		
5	Рис.7.16	Двоштоковий гідроциліндр	Клапанний розподільник		
6	Рис.7.17	Поворотний двигун на кут більший $2\pi$	Будь-який		
7	Рис.7.17	Поворотний двигун на кут менший $2\pi$	Поворотний кран		
8	Рис.7.16	Плунж. гідроциліндри	Будь-який		Два насоси
9	Рис.7.17	Одноштоковий гідроциліндр	Будь-якого типу на великі витрати	Копір і заготовка розташовані протилежно	Порівнюючий пристрій малих витрат
10	Рис.7.17	Поворотний двигун на кут більший $2\pi$	Поворотний кран на кут менший $2\pi$		
11	Рис.7.14	Два плунжерних гідроциліндри	Клапанний розподільник		
12	Рис.7.13	Двоштоковий гідроциліндр	Будь-який		Один насос

На рис. 7.18 показана принципова схема гідравлічної слідкуючої системи копіювально-токарного верстата, структурна схема даної системи наведена на рис. 7.17. Під час руху каретки 1 (див. рис. 7.18) в напрямку  $v_3$  щуп 2 ковзає по копіру і переміщує золотник 3, який керує рухом  $v_6$  корпусу гідроциліндра 4. Корпус гідроциліндра жорстко зв'язаний з салазками 6, що переміщуються по каретці і на яких закріплений ріжучий інструмент. Одночасно з рухом  $v_6$  гідроциліндра переміщується корпус слідкуючого розподільника, чим забезпечується жорсткий механічний від'ємний зворотний зв'язок. Живлення гідросистеми забезпечує насос 7, при постійному тиску робочої рідини, що підтримується переливним клапаном 8.

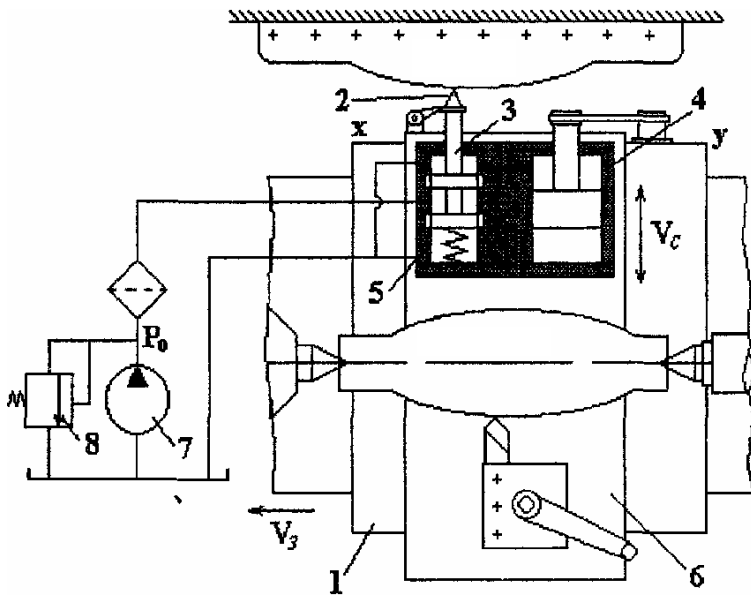


Рис. 7.18. Схема сліdkуючої системи копіювально-токарного верстата

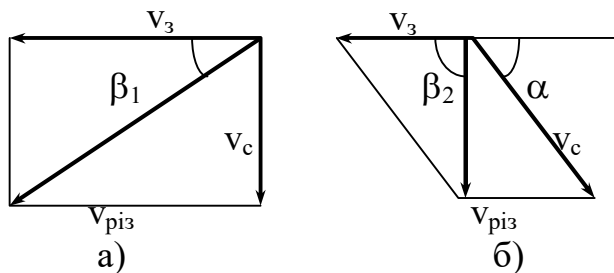


Рис. 7.19. Схема складання векторів швидкостей подачі, що задається і подачі стеження, що утворюють вектор різання

рають під деяким кутом  $\alpha$  до напрямку подачі, що задається (рис. 7.19, б). В першому випадку найбільший кут вектора швидкості різання  $v_{різ}$  складає  $\beta_1 < \pi/2$ , в другому -  $\beta_2 < \pi/2$  при тих же самих значеннях  $v_3$  і  $v_c$ . В токарно-копіювальних верстатах копіювальний супорт звичайно установлюють під кутом  $60^\circ$  або  $45^\circ$ , тобто  $\alpha = 60^\circ$ .

#### Завдання №2

Визначити допустимий кут установки супорта для обробки канавки під шліфування на валику (рис. 6.20) для умов, вказаних в табл. 7.2.

Таблиця 7.2

Частота обертання шпинделя, об/хв	1600	1000	800	600	300
Повздовжня подача, мм/об	0,02	0,05	0,05	0,05	0,1
Діаметр гідроциліндра, мм	120	120	100	100	100
Діаметр штоків, мм	40/80	40/80	35/70	35/70	35/70

При розгляді розташування сліdkуючого супорта відносно подачі, що задається, неможливо обробити східчасту поверхню виробу (наприклад, підрізати торець валика). Оскільки при перпендикулярному напрямку сліdkуючої подачі до постійної швидкості  $v_3$ , що задається, внаслідок відносно невеликої швидкості  $v_c$ , неможливо утворити вектор швидкості різання, який був би спрямований по дотичній до

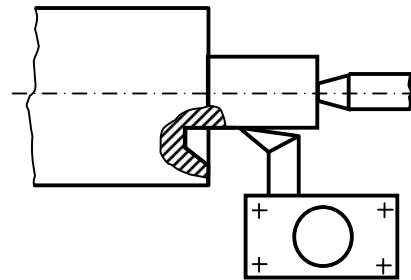


Рис. 7.20. Схема обробки

оброблюваної поверхні, тобто перпендикулярно вектору подачі, що задається (рис. 7.19, а). Тому напрямок сліdkуючої подачі оби-

Настройка запобіжного клапана, МПа	4	4	2,5	2,5	2,5
Витрати насоса, л/хв	40	40	25	25	25

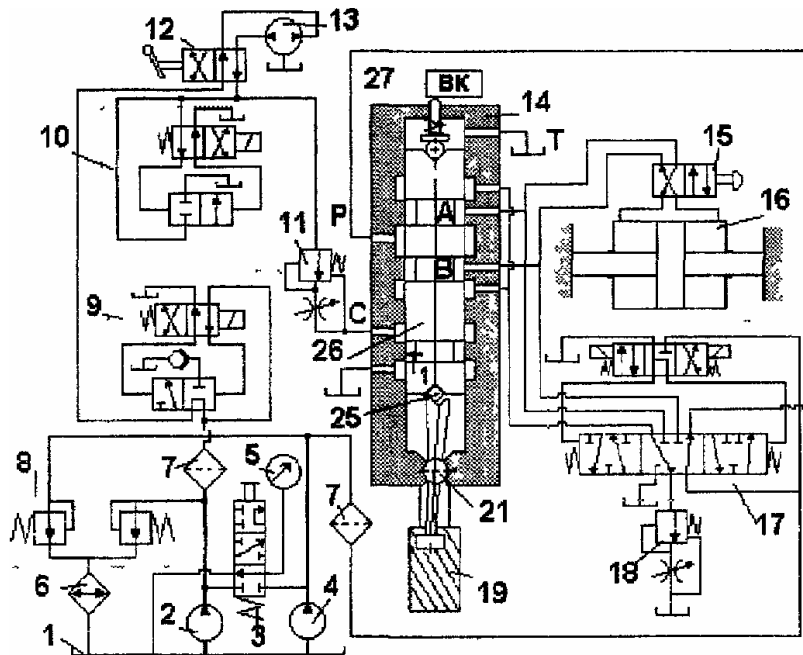


Рис. 7.21. Гідравлічна схема вертикально-фрезерного верстата

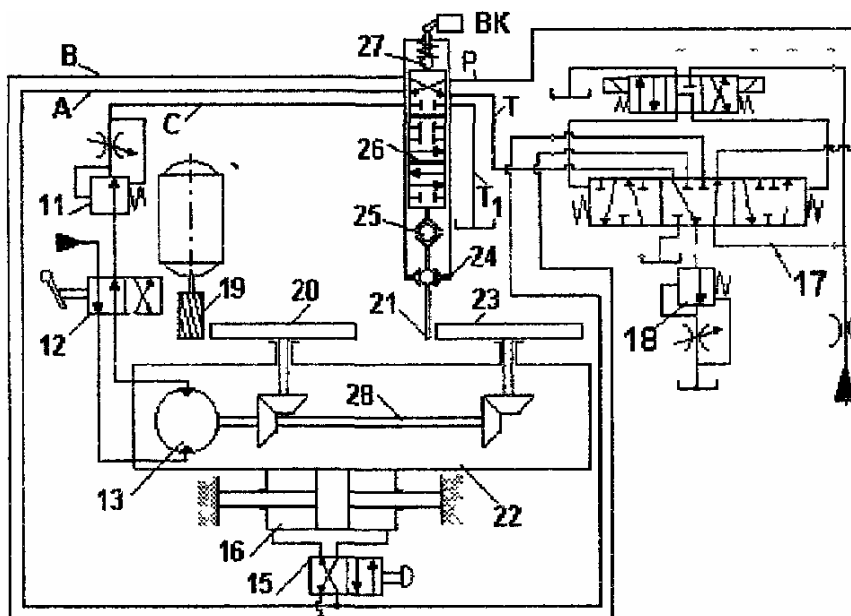


Рис. 7.22. Гідрокінематична схема вертикально-фрезерного верстата

виконавчі двигуни. Насосна станція містить: насоси 2 і 4; бак 1; клапанну коробку 8, що включає два запобіжних клапани з електрокерованим розвантажувальним клапаном; клапан 9 для зупинки гідромотора 13 і розвантаження насоса 2; розподільник 10, що забезпечує швидке обертання гідродвигуна 13 при з'єднанні його зливної лінії із баком; розподільник 3,

На вертикально-фрезерному верстаті, гідравлічна схема якого показана на рис.7.21, а гідрокінематична - на рис. 7.22, обробляють замкнену поверхню плоскої деталі (наприклад, кулачка) кінцевою циліндричною фрезою 19. На столі верстата 22 (див. рис. 7.22) установлюють два поворотних столи: один (20) для закріплення деталі, другий (23) – копіра. Механічна передача 28

забезпечує синхронне обертання столів із круговою подачею, що задається  $\omega_3$ . Столу 22 передається також слідкуюча подача  $v_c$ . Фасонна поверхня на деталі утворюється в результаті геометричного додавання подач  $\omega_3$  і  $v_c$ .

Гідравлічна схема верстата (див. рис. 7.21) включає насосну станцію, копіювальну головку,

призначений для підключення манометра 5 до гідролінії насосів 2 або 4; теплообмінник 6 для охолодження робочої рідини; регулятори 18 і 11, які забезпечують настроювання максимально можливих подач  $\omega$ , і  $v_c$ ; розподільник 17, що забезпечує швидке підведення, робочий хід (стеження) і швидке відведення деталі; розподільники 15 і 12, призначені для зміни напрямку руху гідроциліндра або гідромотора.

В корпусі копіювальної головки 24 установлений золотник 26 (див. рис. 7.22), який через шарик 25, зв'язаний з щупом 21, що має сферичну опору. Дякуючи наявності сферичної опори і шарика, розташованого в зворотних конусах щупа і золотника, при відхиленні щупа в будь-якому напрямку шарик витискується з конуса щупа і викликає зміщення золотника вздовж його осі. З протилежної сторони на золотник через шарик постійно діє пружина. Важіль 27, впливаючи на контактний вимикач, відключає електродвигун в аварійних випадках (наприклад, при надмірній похибці копіювання). Робоча рідина від насосної станції через середню позицію розподільника 17 (позиція стеження) надходить до дроселюючого розподільника копіювальної головки (канал Р). В позиції розподільника, показаній на схемі, робоча рідина з каналу Р надходить у канал А, і далі через розподільник 15 в ліву порожнину гідродвигуна 16. Стіл 22 верстата разом з робочим і копіювальним столами рухається в бік щупа копіювальної головки. При зіткненні копіра з щупом 21 важіль щупа повертається і витискає шарик 25 догори. При відповідному переміщенні золотника 26 (середня позиція розподільника) з'єднуються між собою гідролінії С і Т<sub>1</sub>. В результаті починає свій рух двигун 13, повертаючи копір і оброблювальну деталь. Якщо стіл з копіром будуть впливати на щуп 21 таким чином, що гідролінія Р з'єднається з гідролінією В (нижня порожнина розподільника), робоча рідина буде надходити в праву порожнину гідродвигуна і стіл верстата переміщуватиметься у зворотному напрямку. При цьому копір буде намагатись відійти від щупа, а щуп під дією пружини намагатиметься зайняти вихідне положення. Таким чином здійснюється стеження. Глибина різання задається круговою подачею (швидкістю обертання двигуна 13) що настроється регулятором 11.

В даній схемі функція пристрою порівняння реалізована двома рухами: обертальним рухом копіра і його поступальним рухом разом зі столом. Розузгодження даних рухів в точці зіткнення щупа з копіром, приводить в дію розподільник 14. Роль зворотного зв'язку виконує стіл.

#### 7.4. Електрогідравлічні слідкуючі приводи

Електрогідравлічний слідкуючий привод (ЕГСП) - комплектний вузол, що містить гідродвигун, дроселюючий гідророзподільник з електрокеруванням, а в ряді випадків також допоміжні гідроапарати і датчики зворотного зв'язку (ДЗЗ).

Основним елементом багатьох електрогідрравлічних слідкуючих приводів (наприклад, привода подачі АГ28-51 для електроерозійних верстатів [10]) є електрогідрравлічний перетворювач типу АГ28-51.200, виконаний за схемою подвійного симетричного підсилювача типу сопло-заслінка, причому заслінкою є буртик голки 6 (рис. 7.23), яка проходить через сопла 4 і 5. Голка навантажена зусиллями пружин (нерегульованої 7 знизу і регульованої 2 зверху) і запресована в котушку 3 електромеханічного перетворювача, розташовану в полі постійного магніту 1. Робоча рідина з напірної лінії гідросистеми через постійні гідрравлічні опори (малі отвори в корпусі ЕГП) підводиться до порожнини гідроциліндра і одночасно до сопел, звідки через зазори між соплами і заслінкою зливається в бак. При наявності струму в обмотці керування котушки електромагнітна сила викликає зміщення заслінки, і шток переміщується в напрямку, що визначається полярністю електричного сигналу, зі швидкістю, пропорційною його величині. При перемиканні розподільника швидких ходів ГР рідина проходить в гідроциліндр в обхід ЕГП, забезпечуючи прискорене переміщення штока.

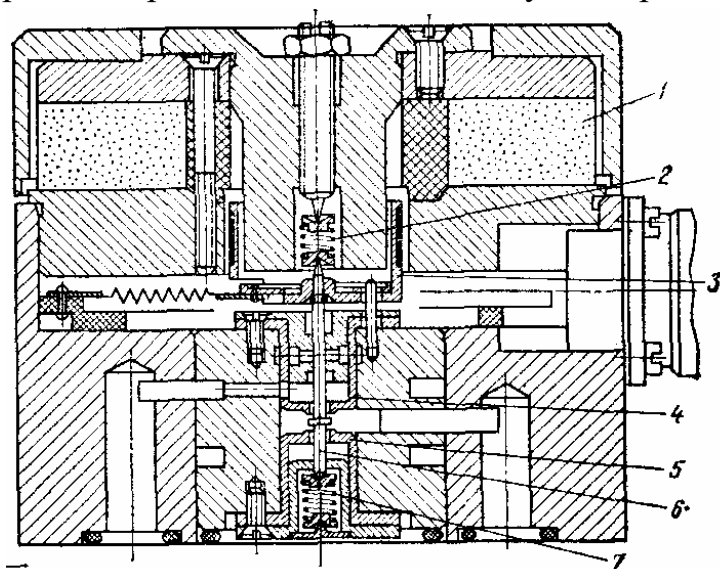


Рис. 7.23. Електрогідрравлічний перетворювач АГ28-51.200

Оскільки ЕГП досить чутливі до чистоти робочої рідини, перед їх установкою на верстат на місце ЕГП монтується перехідна плітка з розподільником (наприклад, ВЕ6.574А). В результаті роботи гідропривода в реверсивному режимі (на повну величину ходу гідроциліндра) впродовж 30 - 40 хв забезпечується промивка всіх гідроліній і фільтрація робочої рідини. У випадку засмічення знімаються дві пробки К1/8" на боковій поверхні корпусу

ЕГП і очищаються постійні гідрравлічні опори голкою діаметром 1 мм. При засміченні соплової групи або згорянні котушки 3 демонтується алюмінієвий кожух, знімаються постійний магніт і сопло 5, після чого легкими ударами по жалу голка 6 випресовується з котушки 3. Оскільки котушка апарата уніфікована з котушкою гідророзподільника Г68-1, рекомендації по схемі їх підключення аналогічні. Дренажна лінія діаметром не більше 10 мм повинна відводитись від ЕГП в бак (з постійним ухилом в бік бака).

### 7.5. Гідроапаратура з пропорційним керуванням

Пропорційне електрокерування застосовується для розподільників, дроселів і клапанів [25]. На відміну від звичайних розподільників з електромагнітами, що мають два визначених стани (ввімкнено, вимкнено), розподільники з пропорційним керуванням комплектуються спеціальними електромагнітами ПЭМ6-1 або ПЭМ6-2 (з датчиком зворотного зв'язку) по ПТУ2-053-512 - 80, що мають безліч проміжних положень, і датчиком переміщення золотника. Дані розподільники, наближаючись функціонально до дроселюючих розподільників, конструктивно значно простіші і дешевші останніх, менш чутливі до засмічення, мають широку уніфікацію деталей зі звичайними розподільниками. Однак вони, як правило, за швидкодією, коефіцієнтом підсилення, чутливістю і параметрами регульовальної характеристики (лінійність, гістерезис, дрейф нуля і інші) поступаються дроселюючим гідророзподільникам. В регулюючих апаратах, наприклад, в запобіжних клапанах пропорційні електромагніти можуть впливати безпосередньо на запірнорегульовальний елемент; в цьому випадку вбудованих датчиків зворотного зв'язку не вимагається. Апарати з пропорційним керування використовуються або для дистанційного керування параметрами гідропривода, або в якості ланок замкнених систем автоматичного регулювання. Вони можуть комплектуватись електронним блоком БУ2110, що забезпечує стабільність струму керування в обмотці магніту незалежно від її нагріву і коливань напруги в мережі (24 В, постійний струм), пропорційну залежність струму керування (до 0,8 А) від вхідного сигналу, узгодження з малопотужними керуючими пристроями (в тому числі з системами ЧПК), можливість лінійного збільшення струму керування за 0,1 - 5 с при ступінчастому вхідному сигналі, а також прямого підключення задавальних резисторів (напруга  $\pm 9$  В), можливість регулювання амплітуди осциляції (200Гц) і установки початкового струму.

*Гідророзподільники з пропорційним керування типу РП мають кор-*

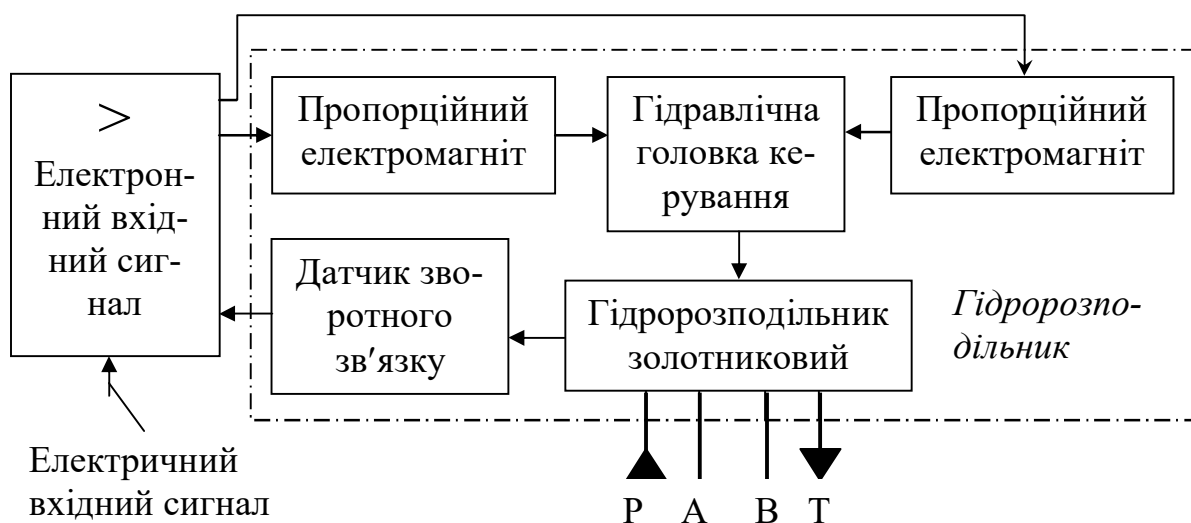


Рис. 7.24. Структурна схема керування гідророзподільників з пропорційним керуванням РП10



пусні деталі, уніфіковані з розподільниками типу В відповідних умовних проходів. В розподільниках РП6 на відміну від В6 змінена конструкція золотника, установлені магніти ПЭМ6-1 і ПЭМ6-2 (з боку лінії А), довжина збільшена до 250 мм. Розподільники РП10 (рис. 7.24) виконані двоступінчастими з керуванням від основного потоку або через лінію Р. Двоступінчасті розподільники РП16 і РП20 (рис. 7.25) складаються з блока керування 7 (включає редукційний клапан і в схемах 24, 34 і 44 – два елементи сопло-заслінка, керованих від пропорційних електромагнітів) і основного ступеня (включає корпус 3, кришку 6 з пружиною 5, що центрує, золотника 4 і кришки 2, на якій може установлюватись датчик зворотного зв'язку 1 по переміщенню золотника). Корпусні деталі уніфіковані відповідно із деталями розподільників типів В16 і В22. Блок керування двопозиційних розподільників (схеми 24А, 34А і 44А) містить один електромагніт; дані апарати можуть працювати в режимі електрокерованих дреселів.

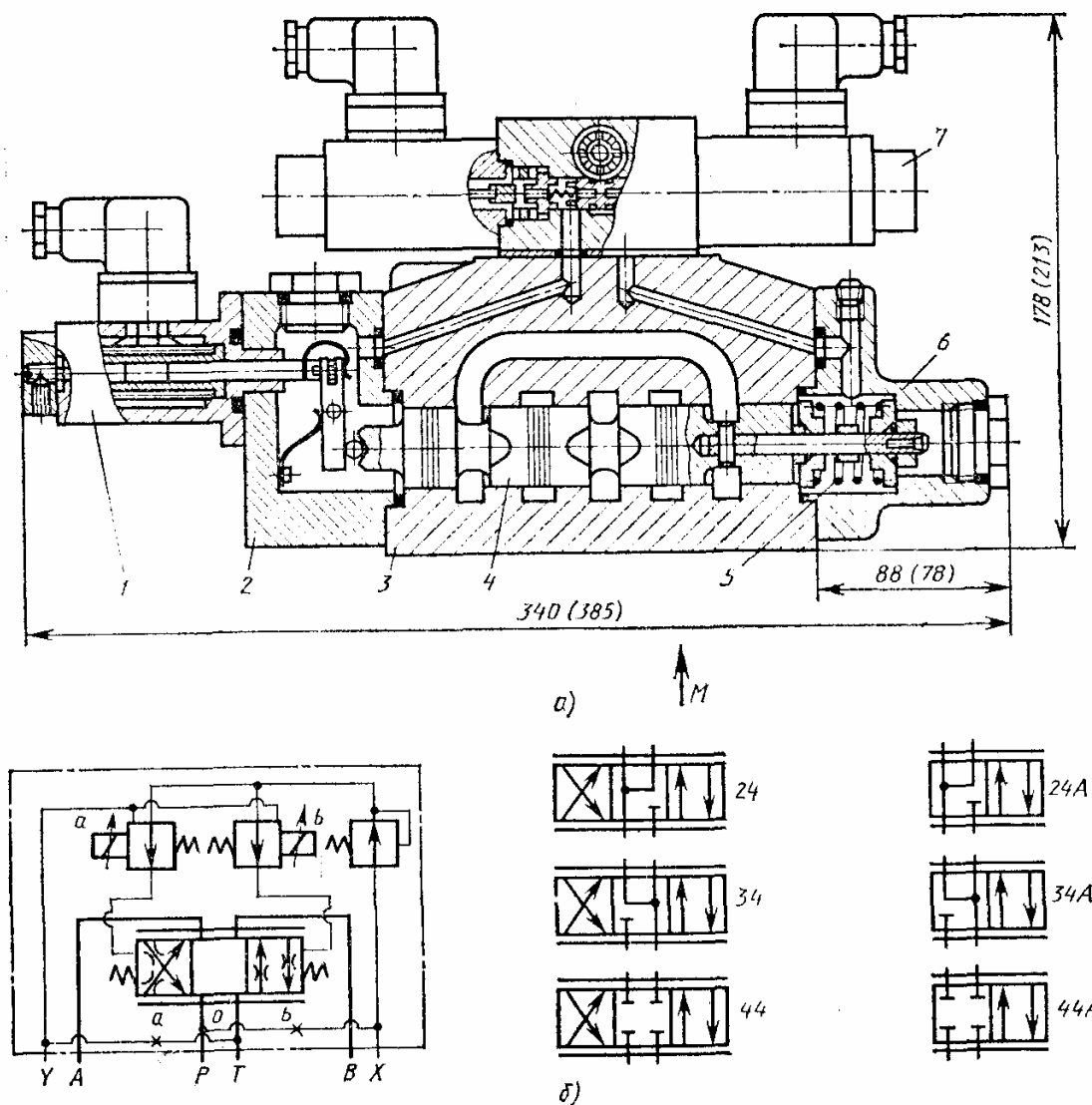


Рис. 7.25. Конструкція, розміри (а) і гідравлічні схеми (б) гідророзподільників з пропорційним керуванням РП16 і РП20

## 7.6. Ротаційні електрогідравлічні крокові приводи

В електрогідравлічних крокових приводах (гідравлічних підсилювачах крутних моментів з кроковим двигуном) кроковий двигун (КД) невеликої потужності повертає вхідний вал гідравлічного підсилювача (ГП) крутного моменту, а вихідний вал останнього повторює з невеликою помилкою всі рухи вхідного вала, розвиваючи крутний момент, достатній для переміщення робочих органів верстатів через гвинтову, рейкову або кулачкову передачі. Підсилення крутного моменту забезпечується за рахунок енергії потоку робочої рідини, що підводиться до ГП. До КД подається імпульсний струм, причому кожний імпульс відповідає повороту його вала на визначений кут-крок (кутову дискрету), яка частіше всього складає  $1,5^\circ$ . Таким чином, кут повороту визначається числом поданих імпульсів, а частота обертання - частотою їх проходження.

В електрогідравлічних крокових приводах (ЕГКП) надійно гарантується відпрацювання вихідним валом заданого кута повороту, звичайно не виникають проблеми стійкості, що дозволяє скоротити терміни налагодження. В приводах подачі в зв'язку із падаючою характеристикою тертя важко забезпечити малі швидкості руху. Для ЕГКП такої проблеми не існує, оскільки миттєва швидкість руху в процесі відпрацювання окремих кроків значно вища середніх швидкостей руху в режимі повільних переміщень. Кроковий характер руху при частотах вище 10 Гц практично зникає. ЕГКП відрізняються також відсутністю накопиченої помилки, простотою обслуговування і ремонту, компактністю, незначною вартістю, можливістю живлення від насосної установки, яка реалізує також інші рухи, необхідні для автоматизації обладнання. Разом з тим, у верстатах з ЕГКП на точність обробки впливають кінематичні помилки привода подачі, зазори в передачах і деформації вузлів верстатів під дією сил різання (внаслідок відсутності датчиків положення робочих органів). ЕГКП мають деякі обмеження за зведеним до вихідного вала моментом інерції механізму, а також за величиною прийнятності (найбільшій частоті імпульсів, що миттєво подається до ЕГКП, при якій він нормально функціонує). Для керування ЕГКП використовуються пристрої ЧПК: Н331М, Н221М, Н551, УПМ-331, 2М43, 2С85-63 (частота до 16 Гц) і інші [26].

ЕГКП знаходять застосування в приводах подач фрезерних, токарних, шліфувальних і інших верстатів з ЧПК, де вони з'єднуються з робочим органом звичайно чрез одноступінчасту шестеренну та гвинтову передачі і при лінійних дискретах 0,001; 0,005 і 0,01 мм дозволяють отримувати прискорені переміщення зі швидкостями 0,48; 2,4 і 4,8 м/хв відповідно. Лінійна дискрета 0,01 мм при кутовій рівній  $1,5^\circ$ , може бути отримана, наприклад, при передаточному відношенні шестеренної передачі 1 : 5 і кроці гвинта 12 мм. В промислових роботах при дискреті 0,2 мм максимальні швидкості сягають 96 м/хв, а ЕГКП з'єднується з робочим органом найчас-

тіше через шестеренно-рейкову передачу. В зубооброблювальних верста-тах за допомогою ЕГКП можуть бути реалізовані кінематичні зв'язки.

Електрогідравлічні крокові приводи типу Э32Г18-2 (рис. 7.26) в якості задавального пристрою мають чотирикромковий стежний золотник 6. Останній через упорні підшипники зв'язаний з оправкою, яка з одного боку закінчується шлицевою втулкою 7 типу Г15-2, а з іншого - прецезій-ним гвинтом 4, який взаємодіє з гайкою 2. Гайка установлена в підшипни-ках, що виключають можливість її осьового переміщення і через муфту 2 зв'язана з валом крокового двигуна 1. При повороті КД золотник зміщується в осьовому напрямку, з'єднуючи одну з камер основного гідромотора 8 (I або II) з напірною лінією і одночасно іншу - зі зливною, тому вал гідро-мотора повертається в той самий бік, що і вал КД, і через шлицеве з'єднан-ня і гвинтову пару повертає золотник в середнє положення, після чого гід-ромотор зупиняється. При обертанні з постійною частотою між валами КД і гідромотора є кут відставання  $\delta_{\text{відст}}$ . У випадку різкої зміни частоти обер-тання  $\delta_{\text{відст}}$  може перевищувати  $360^\circ$ , і дроселюючі кромки золотника віль-но пропускають потік робочої рідини, що позитивно відбивається на прий-нятності ЕГКП. Клапани 11 при нормальній роботі верстата зачинені тис-ком робочої рідини. У випадку різкого гальмування золотник проходить через середнє положення і перекриває своїми робочими кромками лінії I і II, що йдуть до гідромотора, в той час, коли останній, працюючи в режимі насоса, інтенсивно витискує робочу рідину в одну з цих ліній (особливо при великій інерційності приводного механізму). Якщо пік тиску переви-щує тиск в напірній лінії, робоча рідина перепускається через один з кла-панів.

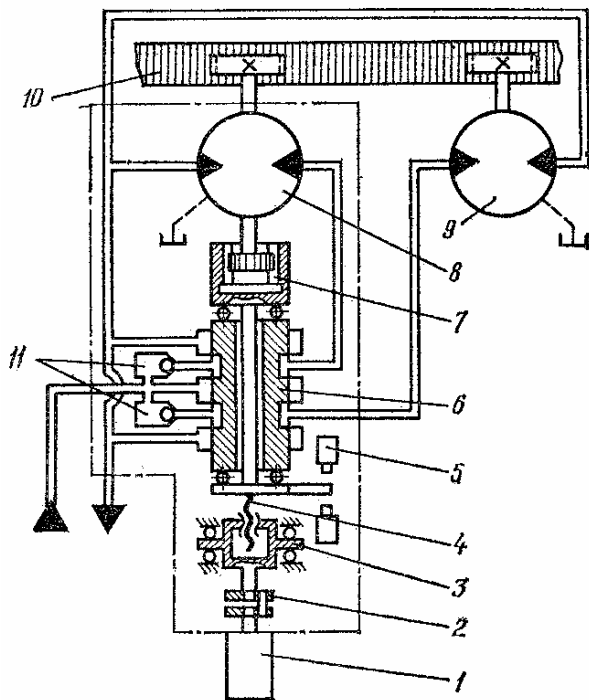


Рис. 7.26. Схема дії ЕГКП типу Э32Г18-2 виконання Н

Механізм електроблокування максимального розузгодження видає в систему керування через мікрово-микачі 5 сигнал зупинки у випадку, коли  $\delta_{\text{відст}}$  перевищує гранично допу-стиму величину і можливий збій ЕГКП з втратою інформації. Зобра-жений на рис. 6.30 привод виконання Н включає два гідромотори: основ-ний - 8 і додатковий - 9, вали яких повертаються в різних напрямках, що забезпечує високу точність пози-ціювання робочих органів за рахунок виборки зазорів в зубчасто-рейковій передачі.

#### 7.7. Лінійні електрогідравлічні кро-кові приводи

Для ротаційних ЕГКП необхід-

но перетворення обертального руху в поступальний за допомогою гвинтових, зубчасто-рейкових і інших механічних передач; крім того, ресурс ЕГКП часто лімітується гідромотором. Лінійні електрогідрравлічні крокові приводи (ЛЕГКП) позбавлені цих недоліків, оскільки в якості двигуна тут використовуються гідроциліндри, однак при великій довжині ходу (більше 1м) стисливість робочої рідини в гідроциліндрі негативно відбивається на рівномірності руху, крім того, виготовлення довгоходових гідроциліндрів складно технологічно, а теплові деформації деталей можуть в ряді випадків приводити до зниження точності позиціонування, в зв'язку з чим не у всіх конструкціях вдало розв'язана задача захисту від перевантажень. Проте можливості вилучення з приводів дорогої і ненадійної шарикогвинтової передачі, а також використання більш удосконалого гідродвигуна, примушують наполегливо працювати над створенням ЛЕГКП [27]. В останні роки у вітчизняному верстатобудівництві з'явився ряд перспективних моделей даних пристроїв.

ЛЕГКП з автономним задавачом типу Г69-14 складаються із задавального пристрою (автономного задавача) і силового гідроциліндра, зв'язаних трубопроводами. Задавач - вузол механічного порівняння заданого (за допомогою крокового або іншого електродвигуна) і фактично відпрацьованого робочим органом переміщень.

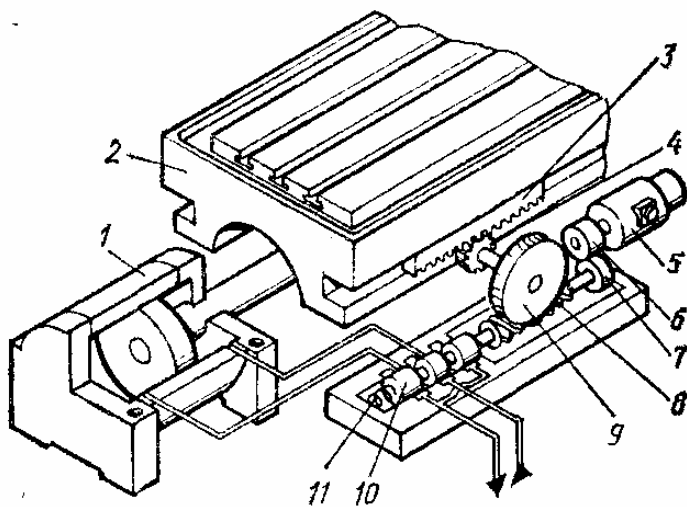


Рис. 7.27. Схема лінійного ЕГКП з автономним задавачем типу Г69-14

Кроковий двигун 5 (рис. 7.27) через колеса 6 і 7 повертає черв'як 8, який зміщується в осьовому напрямку разом із притиснутим до нього пружиною 11 чотирикромковим стежним золотником 10. Останній спрямовує потік робочої рідини в гідроциліндр 1, вимушуючи його шток разом зі столом 2 верстата переміщуватись у відповідному напрямку. При цьому закріплена на столі рейка 3 через колесо 4 зворотного зв'язку і черв'ячне колесо 9

повертає стежний золотник в нейтральне положення, після чого стіл зупиняється. При кутовій дискреті КД, рівній  $1,5^\circ$ , кроці рейки 3, рівному 2,5мм, і передаточному відношенні черв'ячної пари 1 : 25 лінійна дискрета (мм)  $\Delta = z_4 z_6 / 2400 z_7$ , де  $z_4, z_6, z_7$  - числа зубців коліс 4, 6, 7. ЛЕГКП типу Г69-14 за рахунок охоплення кінцевої ланки від'ємним зворотним зв'язком по положенню дозволяє у порівнянні із іншими відомими приводами істот-

но підвищити точність позиціонування і жорсткість, забезпечити можливості використання в різноманітних механізмах.

В багатоланкових шарнірних механізмах, наприклад в роботах, зубчасте колесо зворотного зв'язку задавача може взаємодіяти з колесом або сектором, жорстко зв'язаним з ланкою, переміщення якої реалізується шарнірно закріпленим гідроциліндром 1 або поворотним гідродвигуном 2 (рис.7.28, а). ЛЕГКП може використовуватись в системах з механічним збільшенням довжини ходу (б), в ротаційному гідроприводі для реалізації зворотного зв'язку за кутом повороту гвинта (в), в механізмах повороту дільних столів гідромоторами (г). У випадках, коли переміщення робочого органа контролюється зовнішніми датчиками зворотного зв'язку і не вимагає високої точності відпрацювання дискретності, задавач можна установлювати безпосередньо на гідроциліндрі і зв'язувати зі штоком фрикційним роликом, що захищає від перевантаження (д). Застосування задавачів доцільно і для модернізації обладнання з вбудованими гідроциліндрами.

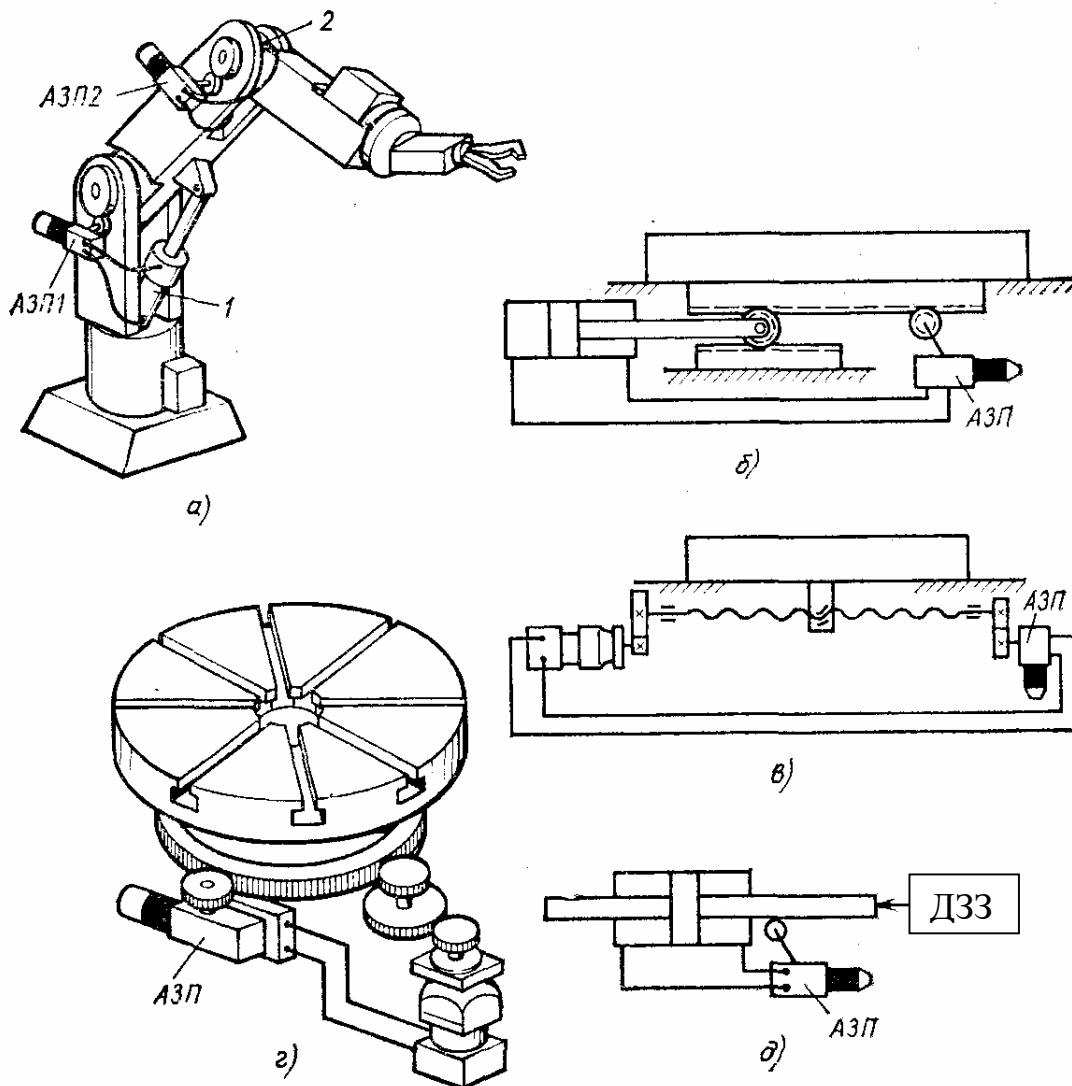


Рис. 7.28. Типові схеми застосування лінійних ЕГКП з автономним задавачем типу Г69-14 в гідрофікованих механізмах: АЗП - автономний задавач переміщень; ДЗЗ – датчик зворотного зв'язку

## 8. Гідравлічні синхронні приводи

Сучасні верстати і машини це складні автоматизовані комплекси з великою кількістю виконавчих робочих органів, приводи яких здійснюються гідродвигунами. Тому часто виникає необхідність в синхронізації рухів декількох робочих органів.

Узгодженість переміщень (ступень синхронізації) гідродвигунів залежить від цілого ряду факторів: значення і характеру робочих навантажень, внутрішнього і зовнішнього тертя в гідравлічних і механічних ланках привода, довжини шляху і тривалості переміщень, швидкості і прискорень рухів, стисливості рідини і наявності в ній повітря, жорсткості вузлів привода, температурних змін в гідравлічних і механічних ланках, в'язкості робочої рідини, витоків, відхилення від номінальних значень і зміни розмірів і характеристик виконавчих гідравлічних органів і контрольно-регулювальної апаратури, стійкості і коливальних рухів. Задача синхронізації - забезпечити допустимі значення розузгодження. В залежності від призначення машини, її компонування і допустимого ступеня розузгодження при роботі одночасно декількох виконавчих механізмів застосовується велика кількість різноманітних пристроїв синхронізації.

В практиці верстато- і машинобудування синхронізують переміщення робочих органів: верстатів, пресів, механічних ножиць, формувальних машин, валків прокатних станів, механізмів підйомно-транспортних машин, елементів керування машинами.

### 8.1. Синхронні гідравлічні приводи

*Приводи дросельного регулювання.* В даних приводах синхронізація досягається незалежним дозуванням рідини за допомогою дроселів [12]. На рис. 8.1 показана схема привода, в якій синхронізація гідродвигунів 3 і 4 забезпечується регульованими дроселями 1 і 2, що установлені на зливі. Регулюванням дроселів забезпечуються приблизно рівні опори руху гідродвигунів 3, 4. Для підвищення точності синхронізації в даній схемі замість дроселів можна установлювати регулятори витрат.

Один з найбільш розповсюджених методів синхронізації в приводах дросельного регулювання – ділення потоку рідини на два або більше (сумування двох або більше потоків рідини) за допомогою дільників (суматорів) потоку. Вони забезпечують постійність (в межах помилки ділення) співвідношення витрат і швидкостей переміщень гідроциліндрів, що синхронізуються незалежно від діючих навантажень.

В дільнику потоку (рис. 8.2) рідина від насоса надходить на вхід дільника і далі через нерегульовані вхідні дроселі 1 і 5 – в торцеві камери балансувального золотника 3, з якого через дроселюючі щілини 2 і 4 по магістралях I і II подається до гідроциліндрів 6 і 7, що синхронізуються. При рівності навантажень:  $P_{н1} = P_{н2}$  балансувальний золотник знаходиться в нейтральному (середньому) положенні, що забезпечує рівність тисків  $p_{н1} = p_{н2}$ . Це приводить до рівності перепадів тисків на вхідних дроселях і,

отже, до рівності витрат  $Q_1 = Q_2$ . При змінах співвідношення навантажень змінюються тиски  $p_{н1}$  і  $p_{н2}$  в гідроциліндрах і в перший момент тиски  $p_1$  і  $p_2$ . Під дією нерівних тисків  $p_1 \neq p_2$  балансувальний золотник 3 переміщується, зменшуючи дроселюючу щілину менш навантаженого гідроциліндра і збільшуючи – більш навантаженого до тих пір, поки тиски  $p_1$  і  $p_2$  не стануть рівними. Переміщення золотника 3 в результаті зміни співвідношення навантажень забезпечує рівні опори потокам рідини в гілках за рахунок дроселювання потоку тієї гілки, де зовнішнє навантаження менше. Це приводить до рівності перепадів тисків на вхідних дроселях і до рівності витрат  $Q_1 = Q_2$  в гілках.

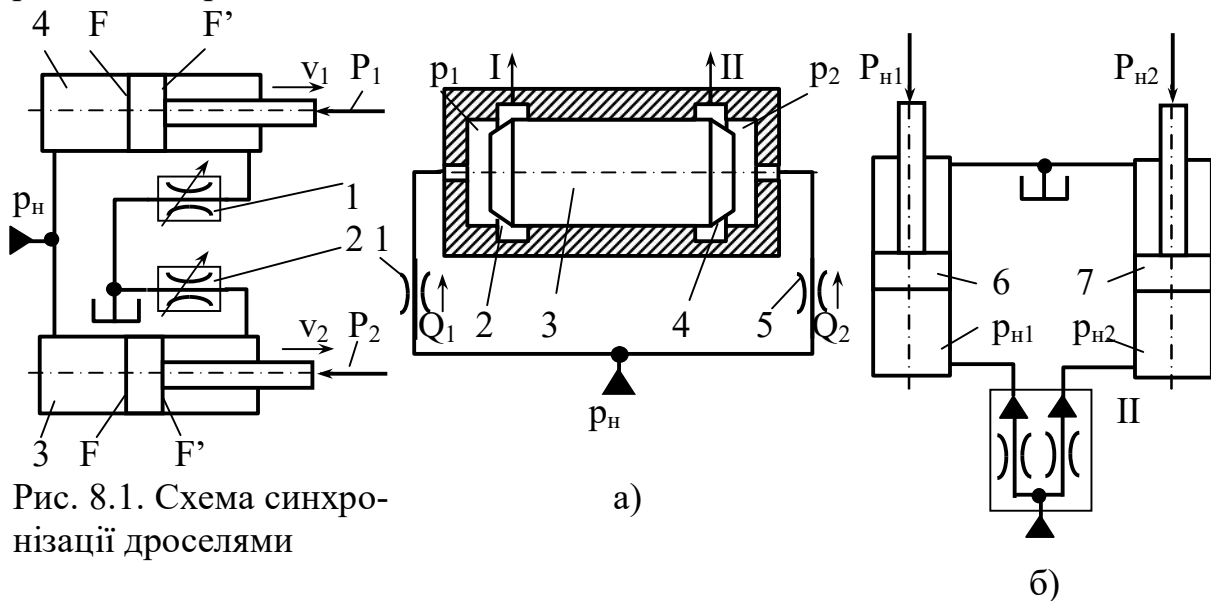


Рис. 8.1. Схема синхронізації дроселями

Рис. 8.2. Принципова схема дільника потоку рідини: а), б) – частини схеми

*Приводи об'ємного регулювання.* В даних приводах синхронізація досягається незалежним об'ємним дозуванням рідини.

Синхронне переміщення гідродвигунів можна забезпечити також застосуванням спарених або еталонних насосів. В якості об'ємних дозаторів витрат можуть застосовуватись шестеренні, плунжерні і поршневі насоси.

В схемі ділення потоку  $Q$  на дві рівні частини  $Q_1$  і  $Q_2$  за допомогою шестеренного насоса (рис. 8.3) рідина подається до вхідного отвору 5 і обертаючи шестерні 6 і 4 в протилежних напрямках, надходить до вихідних каналів 1 і 3. При цьому вона переноситься в однакових за об'ємом западинах шестерен, тому створюється рівність витрат  $Q_1$  і  $Q_2$ . Для розвантаження підшипників шестерен їх протилежні западини з'єднуються між собою каналами 2. Помилка синхронізації визначається внутрішніми витоками рідини по периферії і торцю шестерен, які залежать від навантажень в гілках. При нерівних навантаженнях витоки різні. Перевагою даного способу синхронізації є великий діапазон регулювання швидкостей переміщення гідродвигунів, що синхронізуються.

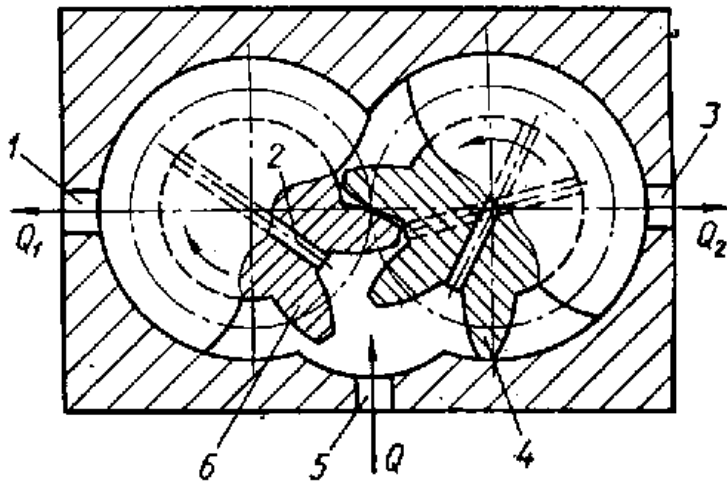


Рис. 8.3. Схема шестеренного дільника потоку рідини

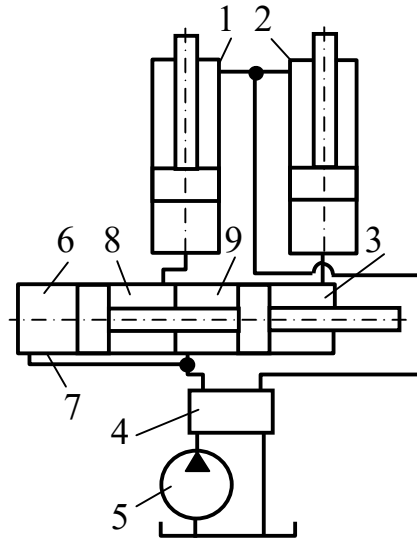


Рис. 8.4. Схема синхронізації дозатором поступального руху

Синхронність переміщення двох і більше гідродвигунів можна забезпечити також дозаторами зворотно-поступального або обертального руху, тобто пристроями, які виконують функції і насосів і двигунів. В приводі, де синхронізація здійснюється подвійним дозатором зворотно-поступального руху (рис. 8.4) [12], рідина, що нагнітається насосом 5, через панель керування 4 подається в порожнини 6 і 9 дозатора 7. З порожнин 8 і 3 рідина витискується в нижні порожнини гідроциліндрів 1 і 2, що синхронізуються. На зворотному ході рідина подається в штокові порожнини гідроциліндрів 1 і 2, а з поршневих порожнин витискується в дозувальний гідроциліндр 7. При однакових розмірах гідроциліндрів, що синхронізуються і порожнин 8, 3 дозувального гідроциліндра забезпечується синхронність переміщень. Точність синхронізації визначається: ступенем стискування рідини в гілках (навантаженнями), витокami, відхиленнями розмірів робочих і дозувального гідроциліндрів від номінальних і об'ємними температурними змінами рідини і механічних ланок. Такий спосіб синхронізації широко застосовується в приводах подач багатошпindelних свердлильних головок агрегатних верстатів.

Більш ефективно для отримання синхронних переміщень застосування дозаторів обертання (рис. 8.5). Такий спосіб широко використовується в агрегатних верстатах, пресах і інших машинах. Працює привод таким чином. Рідина від насоса (див. рис. 8.5) через золотник реверса 8 надходить до гідродвигунів-дозаторів 2 і 7, вали яких з'єднані жорсткою муфтою, а далі в нижні порожнини гідроциліндрів 3 і 6. Якщо питомі витрати дозаторів 2 і 7 рівні, то в гідроциліндри 3 і 6 надходять рівні витрати рідини, в результаті чого штоки 4 і 5 рухаються синхронно. При однакових навантаженнях  $P_1 = P_2$  дозатори 2 і 7 працюють в рівних умовах і тому забезпечують рівні витрати в гілках. Якщо ж, наприклад,  $P_1 > P_2$ , то дозатор 2 працює як проміжний насос, що підвищує тиск  $p_n$ , який розвивається насо-



сом 1, до величини  $p_1$ , що необхідна для подолання зовнішнього навантаження  $P_1$ . Дозатор 7, що знаходиться в лінії менш навантаженого гідроциліндра 6, стає додатковим приводом проміжного на-соса-дозатора 2. В якості дозатора використовують гідродвигуни або на-соси, що працюють в режимі двигунів.

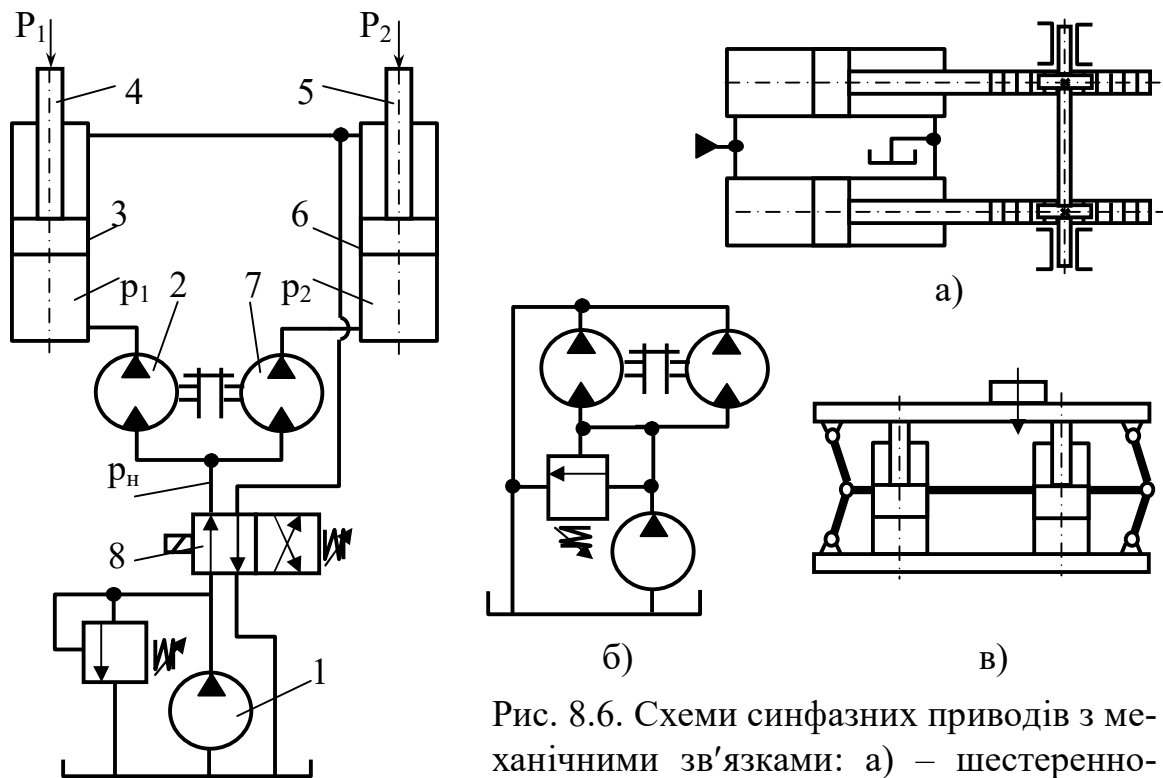


Рис. 8.5. Схема синхронізації дозатором обертання

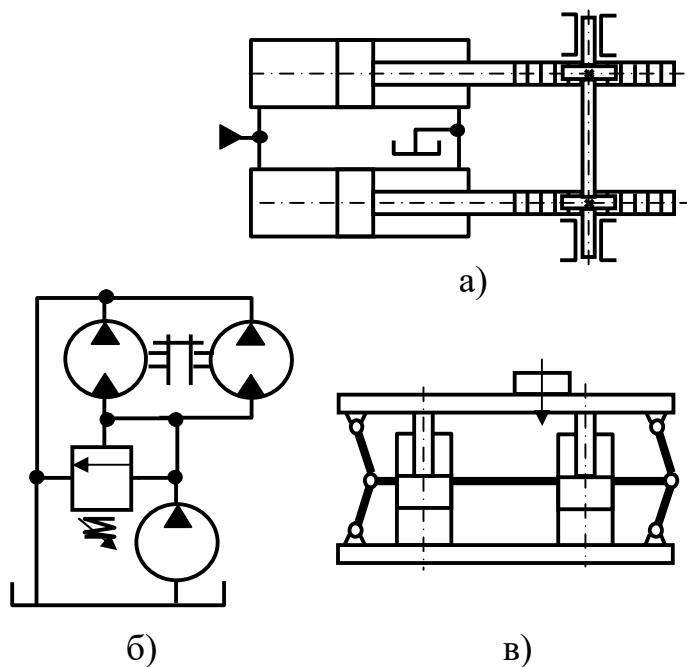


Рис. 8.6. Схеми синфазних приводів з механічними зв'язками: а) – шестеренно-рейковою; б) - шарнірним паралелограмом; в) - муфтою

Переваги такого способу синхронізації – широкий діапазон регулювання швидкостей, стабільність швидкості руху робочих органів при зміні навантажень, збільшення об'ємного ККД привода, можливість створення привода з нормалізованих вузлів. Істотний недолік способу - вплив витоків рідини в дозаторах на точність синхронізації

Підвищити точність синхронізації дозаторами обертання можна за допомогою пристрою, що автоматично вирівнює тиски в порожнинах об'ємів робочої рідини, які дозуються (в робочих порожнинах гідроциліндрів) при довільній зміні зовнішніх навантажень.

## 8.2. Синфазні гідравлічні приводи

В синфазних приводах синхронізація досягається дозуванням робочої рідини, що залежить від відносного положення гідродвигунів, які синхронізуються.

*Приводи об'ємного регулювання.* В даному випадку синхронізація забезпечується об'ємним дозуванням робочої рідини. В приводах з механічними ланками синхронізація реалізується механічними силовими зв'язками

гідродвигунів, або робочих органів, які приводяться ними в дію. Дані приводи характеризуються об'ємним перерозподілом робочої рідини, між гідродвигунами, що синхронізуються. Перерозподіл здійснюється автоматично за рахунок силових зв'язків (рис. 8.6) [12]. Точність синхронізації подібних приводів визначається деформацією ланок системи механічного зв'язку (зубчасте зачеплення, шарнірні з'єднання, муфти і т.п.), а також люфтами в їх з'єднаннях. Тому ланки механічних зв'язків повинні розраховуватись на повну потужність привода. Недоліками даних приводів при порівнянні простій конструкції є громіздкість, а також обмеження в розтошуванні гідродвигунів. Синфазність переміщення може досягатись регульованими гідронасосами і гідромоторами, що керуються механізмами зворотного зв'язку в залежності від положення робочих органів, що синхронізуються.

*Приводи дросельного регулювання.* В даних приводах синхронізація здійснюється дозуванням робочої рідини за допомогою різноманітних дросельних пристроїв, що керуються механізмами зворотного зв'язку за відносним положенням гідродвигунів. Синхронізація рухів може досягатись дискретним дозуванням рідини в залежності від відносного положення гідродвигунів, або періодичним зливом робочої рідини з випереджального гідродвигуна, або додаванням рідини у відстаючий гідродвигун [12].

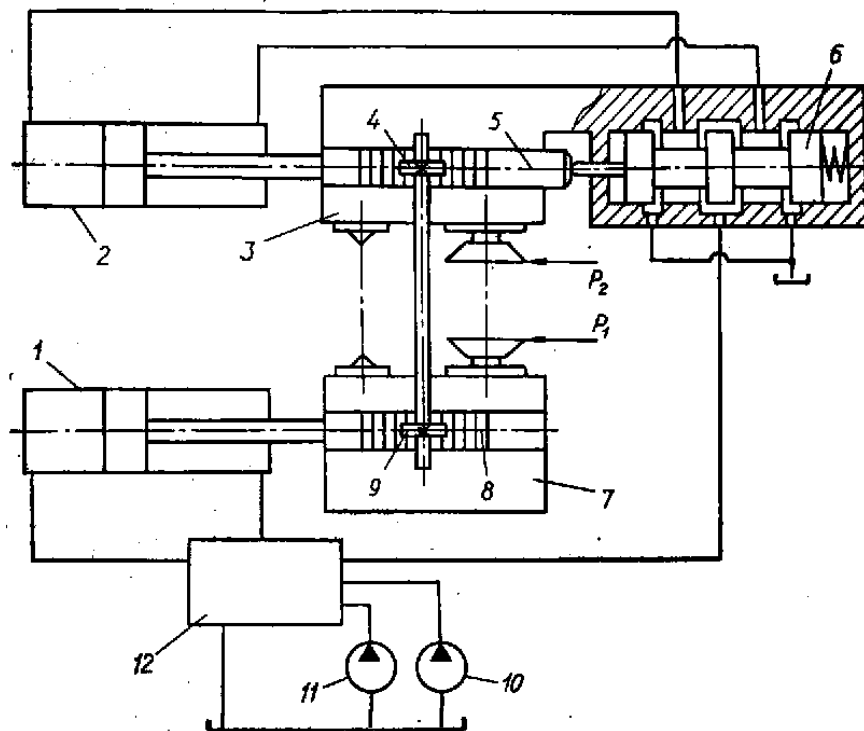


Рис. 8.7. Схема синфазного привода робочих головок фрезерно-центрувальних напівавтоматів

Для створення синфазних приводів широко застосовують слідкуючі пристрої. Наприклад, в схемі синфазного привода робочих головок фрезерно-центрувальних напівавтоматів (рис. 8.7) [28] один з гідроциліндрів задає, а інший є слідкуючим. Привод має насос прискорених переміщень 11 і робочих подач 10. До гідроциліндра, що задає робоча рідина подається через панель керування 12, а до слідкуючого гідроциліндра – через панель і дроселюючий розподільник з чотирикромковим золотником 6. Переміщення ведучої головки 7 за допомогою механізму зворотного зв'язку, що складається

панель керування 12, а до слідкуючого гідроциліндра – через панель і дроселюючий розподільник з чотирикромковим золотником 6. Переміщення ведучої головки 7 за допомогою механізму зворотного зв'язку, що складається

ся з рейки 8, вала з шестернями 9 і 4 і рейки 5, що плаває, передається на слідкуючий золотник 6, зміщення якого викликає подачу рідини до слідкуючого гідроциліндра 2 і переміщення веденої головки 3.

За аналогічною схемою працюють приводи з використанням одно- або двокромкового золотника або інших гідропідсилювачів. Характерна особливість таких приводів полягає в тому, що розузгодження  $\delta$  в них визначається помилкою стеження, яка залежить від швидкості переміщення  $v$  і навантаження  $P_2$  тільки слідкуючого гідроциліндра (головки):  $\delta = f(v, P_2)$ . В стійкому режимі ведуча головка зміщує золотник на величину статичної помилки стеження  $\delta$  і тільки після цього починає рух ведена головка. Отже, в розглянутих приводах навіть при однакових навантаженнях і швидкостях переміщень робочих органів, що синхронізуються, тобто при оптимальних умовах синхронізації, розузгодження буде суттєвим.

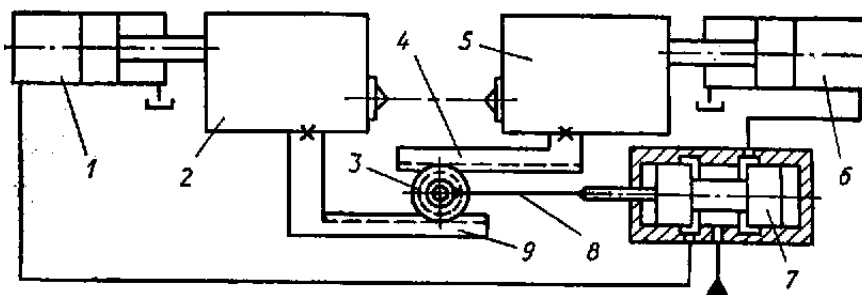


Рис. 8.8. Схема синхронізації слідкуючим дільником (суматором) потоку рідини

Диференціальність керування, а отже і підвищення швидкодії та чутливості можуть бути досягнуті в синфазних приводах з дільниками (суматорами) потоків робочої рідини, що керують-

ся за функцією відносного положення гідродвигунів, які синхронізуються. В приводі на рис. 8.8 синхронізація штоків гідроциліндрів забезпечується дільником 7, що керується механізмом зворотного зв'язку у вигляді рейок з планетарною шестернею. В даному випадку із робочими органами 2 і 5, що синхронізуються, жорстко зв'язані рейки 9 і 4, між якими розташована планетарна шестерня 3, яка через елемент зв'язку 8 керує положенням дільника 7, забезпечуючи ділення потоку рідини на дві рівні частини і подачу її в гідроциліндри 1 і 6. При розузгодженні переміщень робочих органів 2 і 5 планетарна шестерня 3 зміщується в бік переміщення робочого органа з більшою швидкістю і через елемент 8 переміщує дільник 7, збільшуючи дроселюючу щілину для проходу рідини до менш навантаженого (випереджального) гідроциліндра до тих пір, поки їх швидкості не вирівняться. Недолік подібних синфазних приводів – складність і громіздкість механізмів зворотного зв'язку, оскільки вони повинні мати достатню жорсткість і не мати люфтів.

## 9. Гідроімпульсний привод

Гідроімпульсний привод є одним з найефективніших приводів для реалізації корисних вібраційних і віброударних навантажень. Вказані навантаження знайшли застосування в різних галузях машинобудування, у ливарному виробництві, порошковій металургії, у виробництві вогнетривких матеріалів, будівництві, сільському господарстві і транспорті.

Високу ефективність процесів із застосуванням корисних вібрацій визначають особливості зміни фізико-механічних властивостей об'єктів обробки, а також характер силової взаємодії останніх з виконавчою робочою ланкою машини. Визначальним фактором інтенсифікації технологічних процесів є використання зовнішніх коливальних (пульсуючих) або періодичних ударних (імпульсних) впливів. Перевага того чи іншого фактора інтенсифікації визначає умовне ділення технологічних процесів, що розглядаються на вібраційні і віброударні [29].

Вібраційні технологічні процеси характеризуються коливальним гармонійним рухом об'єкта обробки або виконавчої робочої ланки. Такі механічні коливання з малими амплітудами відхилень і не занадто низькою частотою в техніці звичайно називають вібраціями.

Віброударні технологічні процеси характеризуються періодичним короткочасним одностороннім відхиленням від вихідного положення об'єкта обробки або виконавчої робочої ланки. Дані короткочасні відхилення з відносно малими амплітудами (вібрації) забезпечуються зовнішнім періодичним силовим впливом у вигляді ударних імпульсів розрахункової енергії.

Гідроімпульсний привод являє собою систему з розподільником дискретної дії - віброзбуджувачем, який забезпечує періодичне генерування імпульсів тиску робочої рідини в порожнині приводного гідроциліндра робочої ланки машини. На відміну від об'ємного гідропривода з насосно-акумуляторною станцією, де енергія, що передається технологічній машині накопичується на весь робочий цикл в окремій, досить дорогій установці, в гідроімпульсному приводі використовується одноходовий гідроакумулятор, який накопичує енергію тільки на один робочий хід машини, причому передача енергії робочому органу здійснюється періодично елементом розрядки - віброзбуджувачем, з чітким взаємозв'язком між енергією гідроакумулятора і тиском в гідросистемі. Таким чином, привод дозволяє регулювати робочі параметри машини за енергією імпульса.

В гідроімпульсному приводі об'єднуються властивості об'ємного і (при визначених параметрах) динамічного гідроприводів, тобто передача механічної енергії робочої рідини здійснюється як за рахунок зміни об'ємів робочих камер, так і за рахунок взаємодії струменя рідини з робочим органом машини. Вказані особливості гідроімпульсного привода визначають його переваги - підвищену енергоємність і надійність, значну швидкодію, низьку металомісткість, широкі можливості реалізації різноманітних схем і

режимів навантаження, регулювання параметрів навантаження, - важливі для цілого ряду технологічних процесів, найчастіше усього тих, що здійснюються на машинах ударної дії при короткочасному робочому навантаженні великої потужності з високою частотою (до 30 Гц).

Найширше даний привод застосовується у вібропресах і вібропрес-молотах для обробки неметалевих порошкових матеріалів, вогнетривких і керамічних мас, в будівельних і дорожніх машинах, які здійснюють забивання паль або віброущільнення ґрунтів, в стендах для прискорених випробувань деталей і вузлів машин на надійність і довговічність, в сільськогосподарських садових збиральних машинах. Перспективно використання гідроімпульсного приводу на транспорті, в пристосуваннях для розвантаження вагонів із сипкими вантажами.

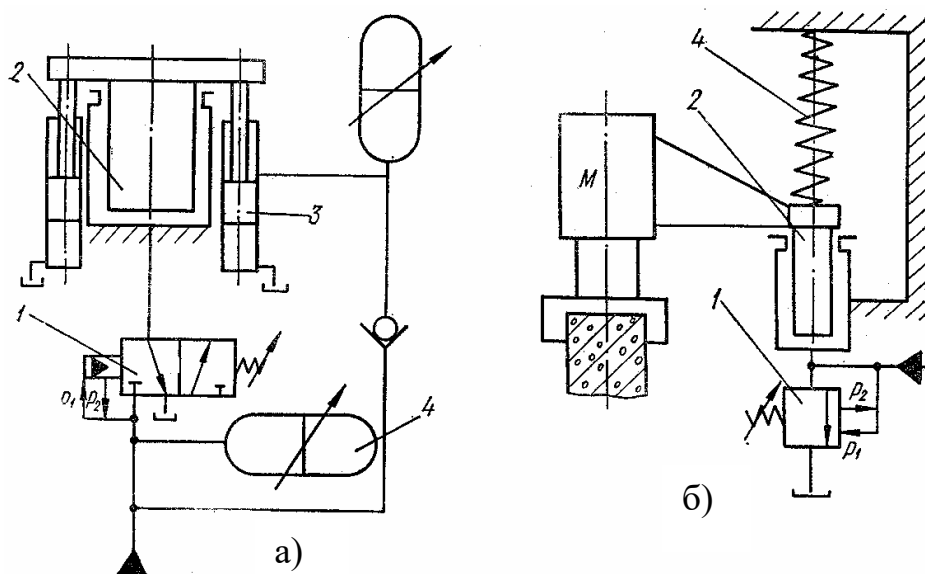


Рис. 9.1. Схеми вібраційних та віброударних машин з гідроімпульсним приводом: а) - з віброзбудувачем «на вході»; б) - з віброзбудувачем «на виході»

Наявність в приводі віброзбудувача також визначає особливості його роботи. Закон зміни тиску робочої рідини залежить від способу підключення віброзбудувача (рис. 9.1): «на вході» - коли періодичне з'єднання робочої порожнини гідроциліндра 2 з напірною гідролінією і зливом здійснюється через триходовий двопозиційний віброзбудувач 1 (див. рис. 9.1, а) і «на виході» - коли робоча порожнина гідроциліндра 2 з'єднана з напірною лінією безпосередньо, а зі зливом її періодично з'єднує віброзбудувач 1 (див. рис. 9.1, б). Схема «на вході» застосовується у вібропресах, вібротрамбівках і інших машинах з підвищеними вимогами у відношенні енергії імпульсу, швидкохідності і ККД. В залежності від розрахункової енергії одного ходу робочої ланки 2 здійснюється зарядка одноходового гідроаккумулятора 4 від напірної магістралі до максимального тиску  $p_{\max} = p_1$ , при якому віброзбудувач відкриється (права позиція за схемою) і забезпечить розрядку гідроаккумулятора на робочу ланку 2. По мірі розря-

дки тиск в системі падає до мінімальної величини  $p_{\min} = p_2$ , віброзбуджувач 1 закривається (ліва позиція), а порожнина гідроциліндра з'єднується зі зливом, після чого під дією гідропружин 3 робоча ланка 2 повертається у вихідне положення. Частина корисної роботи може бути виконана наприкінці зворотного ходу (струшувальні та випробувальні машини).

До складу привода, принципова схема якого зображена на рис. 9.1, б, входить більш простий двоходовий двопозиційний віброзбуджувач 1, установлений в лінії зливу з порожнини гідроциліндра робочої ланки 2. Рідина по напірній магістралі подається безпосередньо в порожнину гідроциліндра і переміщує робочу ланку 2 догори. При досягненні в порожнині гідроциліндра тиску  $p_{\max} = p_1$  віброзбуджувач 1 з'єднує її зі зливом. В процесі повернення робочої ланки у вихідне положення при відкритому віброзбуджувачі під дією пружини 4 або сил тяжіння ударних частин ( $mg$ ) робочої ланки 2 тиск в системі падає до величини  $p_{\min} = p_2$  і віброзбуджувач 1 закривається після припинення витрат зливу. В даній схемі відсутній гідроаккумулятор в тому вигляді, як він зображений на рис. 9.1, а. Роль аккумулятора енергії виконує або пружина 4, або ударні частини робочої ланки, від висоти яких залежить накопичена енергія ( $mgh$ ). Дана енергія виконує корисну роботу при відкритому на злив віброзбуджувачі, забезпечуючи вільний хід робочої ланки вниз. Схема “на виході” застосовується в палейбійних молотах і в швидкохідних ковальсько-штампувальних машинах.

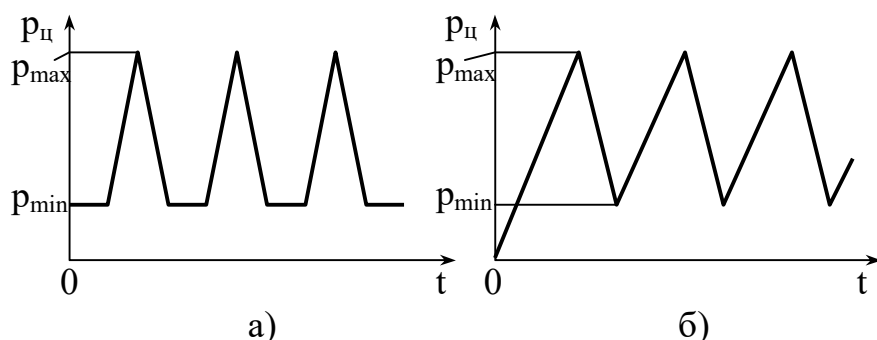


Рис. 9.2. Циклограми зміни тиску робочої рідини в порожнині гідроциліндра гідроімпульсного привода: а) – при “імпульсному” характері зміни тиску; б) – при “трикутному” характері

Відповідно закон зміни тиску робочої рідини в порожнині гідроциліндра в залежності від схеми підключення: “на вході” або “на виході” буде мати “імпульсний” (рис.9.2, а) або “трикутний” (рис.9.2, б) характер.

Одним з найбільш перспективних напрямків використання гідроімпульсного привода є створення на його основі інерційних вібропрес-молотів (ІВПМ), призначених для формоутворення заготовок виробів з пластичних і непластичних порошкових матеріалів [29].

Базовою конструкцією вібропресів ІВПМ є схема подана на рис. 9.3. Підключення віброзбуджувача до порожнини А основного гідроциліндра б можливе за схемами “на вході” і “на виході”. В осьовій розточці станини 7 розташований плунжер б виконавчої робочої ланки (вібростолу), зв'язаної зі станиною елементами пружнього повернення 5. Напрямні колони 4 ру-

хомої траверси 3 пропущені в розточки станини, а на нижній поперечці 8 закріплений гідроциліндр 9 установчих переміщень і додаткового статичного притиску траверси 3. Станина 7 розташовується на амортизуючих елементах 10. В залежності від вимог технології на машині, створеній за такою схемою можна забезпечити вібраційний або віброударний режим обробки, який визначається умовами взаємодії рухомих елементів машини і способом підключення апаратури керування гідроімпульсного привода.

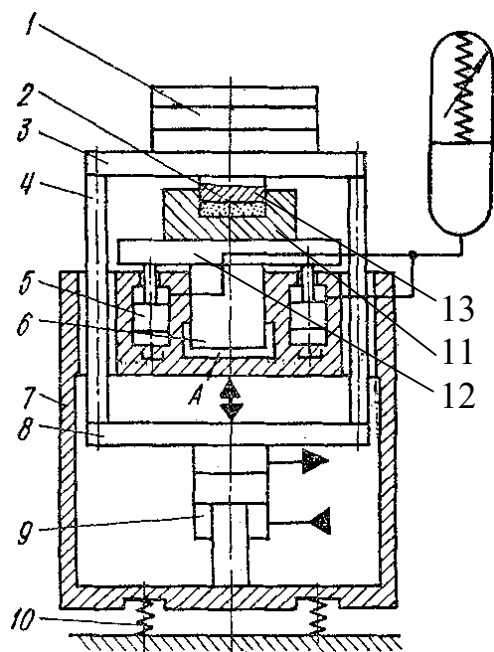


Рис. 9.3. Схема інерційного вібропрес-молота з гідроімпульсним приводом (ІВПМ) базової моделі

Перед початком робочого циклу заготовка 2 з порошкового матеріалу завантажується в прес-форму 11 закріплену на столі 12. Зверху на заготовку встановлюється пуансон 13, з'єднаний з рухомою траверсою 3. Гідроімпульсний привод вібропреса приводиться в дію і тиск в порожнині А починає періодично змінюватись за законом, що залежить від обраної схеми підключення віброзбуджувача, а також настроювальних параметрів режиму. На етапі збільшення тиску в порожнині А плунжер 6 і зв'язані з ним стіл 12, прес-форма 11 із заготовкою 2, пуансон 13, траверса 3 і інерційні вантажі 1 переміщуються догори. При цьому під дією інерційного навантаження здійснюється ущільнення заготовки 2 зверху; робоча рідина у верхніх порожнинах елементів пружнього повернення 5 стискається. На етапі з'єднання порожнини А зі зливом тиск в ній зменшується, рухомі елементи вібропреса під дією власних сил тяжіння і сили пружності стиснутих елементів 5 повертаються у нижнє положення; наприкінці зворотного ходу столу в момент його удару зі станиною здійснюється додаткове навантаження заготовки 2 з боку пуансона. При необхідності, під час робочого циклу, крім інерційного навантаження, що створюється траверсою 3 і вантажами 1, допоміжним гідроциліндром 9 може забезпечуватись також і статичне навантаження заготовки в прес-формі.

Розглянемо конструкцію і принцип дії основного елемента гідроімпульсного привода - віброзбуджувача, за допомогою якого здійснюється керування імпульсами тиску в робочих порожнинах вібраційних і віброударних машин і тим самим забезпечуються короткоходові переміщення їх виконавчих ланок, а також регулювання робочих параметрів навантаження: частоти і амплітуди імпульсів тиску і енергії, що передається виконавчим ланкам. Вибір конструктивної схеми віброзбуджувача для різних варіантів керування гідроімпульсним приводом залежить, головним чином,

від параметрів останнього: витрат, тиску, частоти подачі і енергії імпульсів, ККД. Всі віброзбуджувачі розділяються на однокаскадні і двокаскадні і виконуються дво- або триходовими (див. рис. 9.1). Для керування гідроімпульсним приводом малої і середньої потужності з розрахунковою енергією одного ходу до 1 кДж рекомендується застосовувати однокаскадні віброзбуджувачі з тиском настроювання спрацьовування до 12 МПа.

За аналогією із запобіжними клапанами в залежності від типу виконання запірних органів віброзбуджувачі поділяють на: шарикові (рис. 9.4) із золотниковим перекриттям  $\Delta$ , що утворюється горизонтальною діаметральною площею шарика 1 і розточкою корпуса; стаканні (з конічним запірним органом) - перемінна площа підйому; клапанні; золотникові.

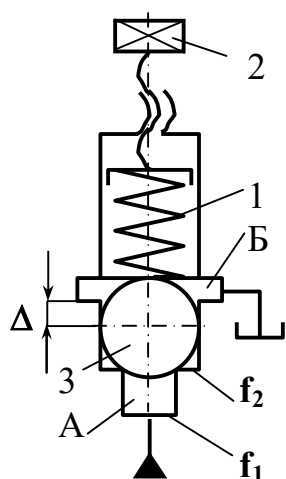


Рис. 9.4. Шариковий однокаскадний віброзбуджувач

Принцип дії всіх однокаскадних віброзбуджувачів оснований на відкритті запірного органа при досягненні в системі тиску настроювання спрацьовування  $p_1$ , що визначається зусиллям затягування пружини, і забезпеченні з'єднання напірної лінії зі зливом або з порожниною гідроциліндра до тих пір, поки тиск з боку напірної гідролінії не знизиться до величини  $p_2$ . У вихідному положенні шарикового запірного органа 3 (див. рис. 9.4) робоча рідина від насоса надходить в напірну порожнину А віброзбуджувача і оскільки шарик притиснутий до сідла осевої розточки в корпусі пружиною 1, зусилля затягування якої можна регулювати гвинтом 4, тиск в порожнині А починає збільшуватись. При зростанні тиску до деякої настроювальної величини відкриття  $p_{max} = p_1$  зусилля  $P_1 = p_1 f_1$ , що він створює по первинній площі підйому  $f_1$  переважає зусилля  $P_{пр}$  затягування пружини ( $P_1 > P_{пр}$ ), шарик відривається від сідла, при цьому зусилля, що створюється на ньому тиском робочої рідини різко збільшується до значення  $P_1' = p_1 f_2$ , внаслідок ступінчастого збільшення площі підйому ( $f_2 > f_1$ ). Тому, не дивлячись на незначне падіння тиску в напірній порожнині А, викликане збільшенням об'єму, що стискається, шарик продовжує зміщуватись в осевому напрямку, проходить перекриття  $\Delta$  і забезпечує з'єднання напірної А та зливної Б порожнин. Повернення запірного органа у вихідне положення відбувається в момент коли тиск в порожнині Б, а разом з тим і у всій гідросистемі падає до настроювальної величини  $p_{min} = p_2$  і зусилля  $P_2 = p_2 f_2$ , що створюється ним на шаріку стає меншим сили затягування пружини:  $P_2 < P_{пр}$ . Шарик притискується пружиною до сідла, напірна і зливна гідролінії роз'єднуються. Тиск в порожнині А знову починає збільшуватись. Робочий цикл спрацьовування віброзбуджувача повторюється.

Однокаскадні віброзбуджувачі відрізняються простотою конструкції, низькою вартістю виготовлення, надійністю експлуатації і можливістю



легкої заміни елементів, що швидко зношуються. Складність поєднання високих тисків (вище 16 МПа) і значних миттєвих витрат (вище  $10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$ ) в однокаскадних вібробудувачах викликала необхідність використання другого каскаду, який виконує функції основного запірного органа з розрахунковим умовним проходом  $d_y$ . Керування другим каскадом здійснюється однокаскадним вібробудувачем, розрахованим на потрібне підвищення тиску спрацьовування і незначні витрати керування, що дещо знижує ККД гідроімпульсного привода. Однак використання двокаскадних вібробудувачів дає можливість створювати вібропреси типу ІВПМ з миттєвою потужністю 60–100 Вт і з енергією одного робочого ходу вище 4 кДж, підвищити надійність спрацьовування і покращити динамічні характеристики елементів керування гідроімпульсним приводом в діапазоні частот 40–60 Гц при миттєвих витратах до  $0,1 \text{ м}^3/\text{с}$ .

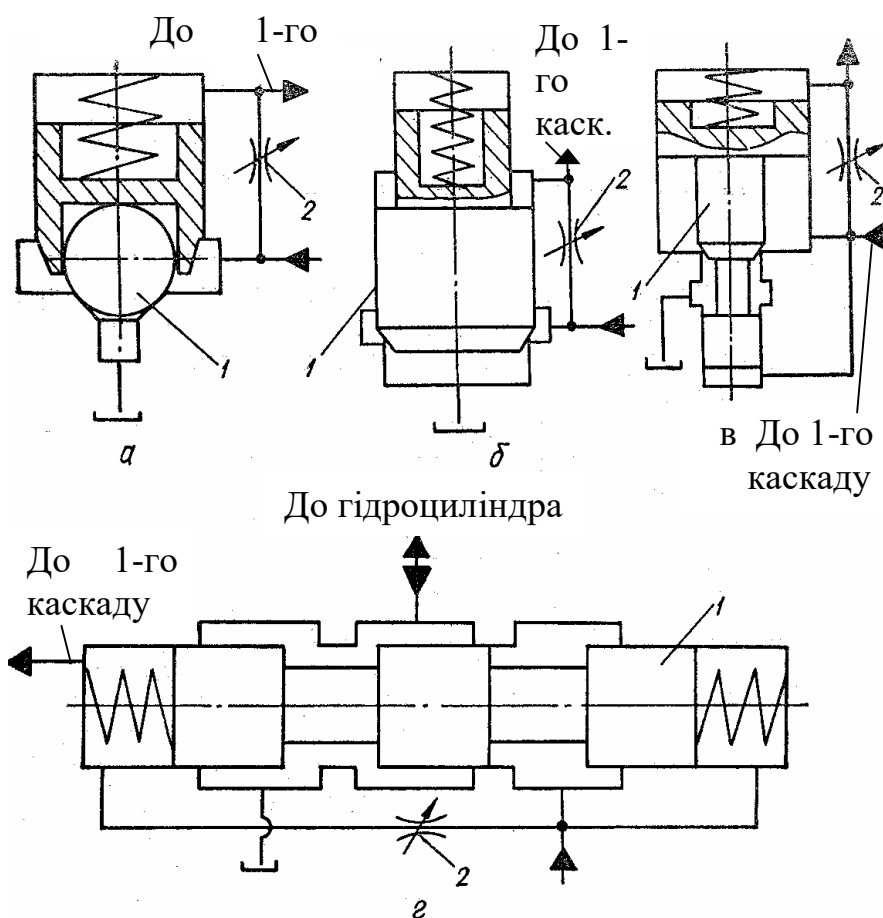


Рис. 9.5. Схеми двокаскадних вібробудувачів: із запірним органом у вигляді шарика (а), двоступінчастого диференціального клапана (б), грибоподібного поршня (в), трищілинного золотника (г)

В двокаскадних вібробудувачах застосовуються такі способи герметизації різними конструктивними елементами, за якими визначається розрахункове значення  $d_y$ : шарикові елементи (рис. 9.5, а) зі зцентрованим запірним органом 1; двоступінчасті диференціальні клапани (рис. 9.5, б) поршневого типу з конічною герметизуючою фаскою 1; грибоподібні пор-

шні 1 з клапанним або золотниковим перекриттям (рис. 9.5, в), виконаним за аналогією з існуючою стандартною контрольно-регулювальною арматурою; золотникові поршні з трищільним золотником 1 (рис. 9.5, г), що застосовуються головним чином для триходових вібробуджувачів. Керування другим (основним) каскадом вібробуджувача здійснюється за допомогою перепаду тисків на дроселі 2, що виникає в момент спрацьовування першого каскаду (сервоклапана). Сервоклапан може бути зібраним за будь-

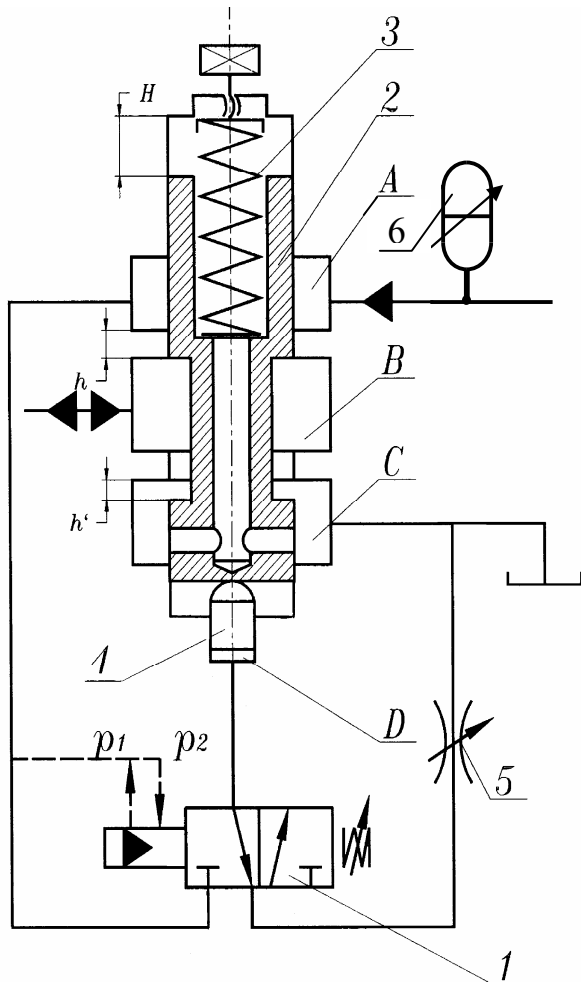


Рис. 9.6. Схема двокаскадного триходового вібробуджувача із золотниковим запірним елементом

якою зі схем однокаскадних вібробуджувачів, в залежності від вимог, що пред'являються до швидкодії, ККД, витрат і тиску. Керування двоходовим запірним органом другого каскаду у вібробуджувачах, що установлюються в зливній магістралі, звичайно здійснюється за допомогою однокаскадних сервоклапанів із золотниковим перекриттям  $\Delta$  (див. рис. 9.4), який забезпечує надійне підхоплювання по вторинній площі підйому  $f_2$  і падіння тиску в системі практично до  $p_2 = 0$ . Для двокаскадних двоходових вібробуджувачів, що установлюються між одноходовим гідроаккумулятором і порожниною гідроциліндра привода столу виконавчої робочої ланки машини, рекомендується сервоклапан зі штовахачем, причому його запірний орган може бути виконаним не тільки у вигляді конічного клапана з хвостовиком, але і у вигляді двоциліндрного золотника. Вібробуджувачі подібного типу звичайно призначені для високочастотних технологічних процесів і працюють при непо-

вному розвантаженні ( $p_2 \neq 0$ ). Вібробуджувач із золотниковим запірним органом (рис. 9.5, г) другого каскаду у поєднанні із сервоклапаном, що має штовахач, застосовується в гідроімпульсних приводах, миттєва гідрравлічна потужність яких дорівнює 40 - 60 кВт, а миттєві витрати рідини -  $10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$ .

На рис. 9.6. подана схема універсального типового двокаскадного триходового двопозиційного вібробуджувача зі зворотним зв'язком по тиску, який широко застосовується в приводах ІВПМ. Вібробуджувач містить два каскади - обидва золотникового типу (клапан першого каскаду 1 показаний принципово). Сервоклапан 1 керує спрацьовуванням другого ос-

новного каскаду (клапан 2). На початку циклу спрацьовування клапан 1 закритий (ліва позиція за схемою), а клапан 2 знаходиться в нижньому вихідному положенні. Робоча рідина від насоса підводиться у порожнину А клапана 2; порожнина керування В додатним перекриттям  $h$  золотника відокремлена від порожнини А, а від'ємним перекриттям  $h'$  з'єдана зі зливною порожниною С. В зв'язку з цим, одноцикловий гідроаккумулятор 6 заряджається, а гідроциліндр гідроімпульсного привода, внаслідок того, що його робоча порожнина сполучається з порожниною В - здійснює холостий хід. При збільшенні тиску робочої рідини в порожнині А до настроювальної величини відкриття  $p_1$  клапан 1 відкривається (права позиція за схемою) і робоча рідина з напірної порожнини під тиском  $p_1$  підводиться в порожнину Д штовхача 4. В результаті золотник другого каскаду 2 під дією зусилля, що створюється тиском робочої рідини на площі штовхача 4, долає зусилля затягування пружини 3 і зміщується догори, з'єднуючи порожнину керування В і робочу порожнину виконавчого гідроциліндра з напірною порожниною А і гідроаккумулятором 6. Одночасно порожнини В і С роз'єднуються. Гідроаккумулятор 6 розряджається в порожнину гідроциліндра і поршень або плунжер останнього здійснює робочий хід. Закриття клапана 1 відбувається (ліва позиція) в момент, коли тиск в порожнині А падає до настроювальної величини  $p_2$ . Порожнина Д сполучається зі зливом, тиск в ній зменшується і золотник 2 зі штовхачем 4 під дією пружини 3 повертаються у вихідне нижнє положення. Порожнина В від'єднується від порожнини А і з'єднується зі зливною порожниною С. Робочий цикл спрацьовування віброзбуджувача повторюється. Швидкість підйому золотника другого каскаду можна регулювати зміною попереднього стискання пружини 3, а швидкість повернення визначається площею прохідного перерізу дроселя 5.

В наш час розвиток гідроімпульсного привода продовжується за двома основними напрямками: розробляється та досліджується спеціальна апаратура керування та регулювання гідроімпульсного привода – віброзбуджувачі, що забезпечують роздільну і точну зміну параметрів навантаження за частотою, амплітудою та енергією, яка передається [30]; створюються конструкції машин з гідроімпульсним приводом різного призначення, в тому числі і для багатокомпонентного віброударного пресування заготовок складнофасонних і великогабаритних виробів [31].

## 10. Гідралічні вузли допоміжних верстатних механізмів

### 10.1. Гідроприводи затискувальних патронів

Для затискання деталі, що обробляється в патронах токарних верстатів застосовуються гідроциліндри, що обертаються, які закріплюються на задній частині шпинделя і зв'язуються з патроном за допомогою спеціальної тяги, що проходить через отвір в шпинделі. Гідроциліндри повинні мати блокування, що виключають можливість аварії при незатиснутій кулачками патрона деталі або випадковому падінні тиску в гідросистемі (в тому числі і при обриві гідроліній) [32, 33, 34].

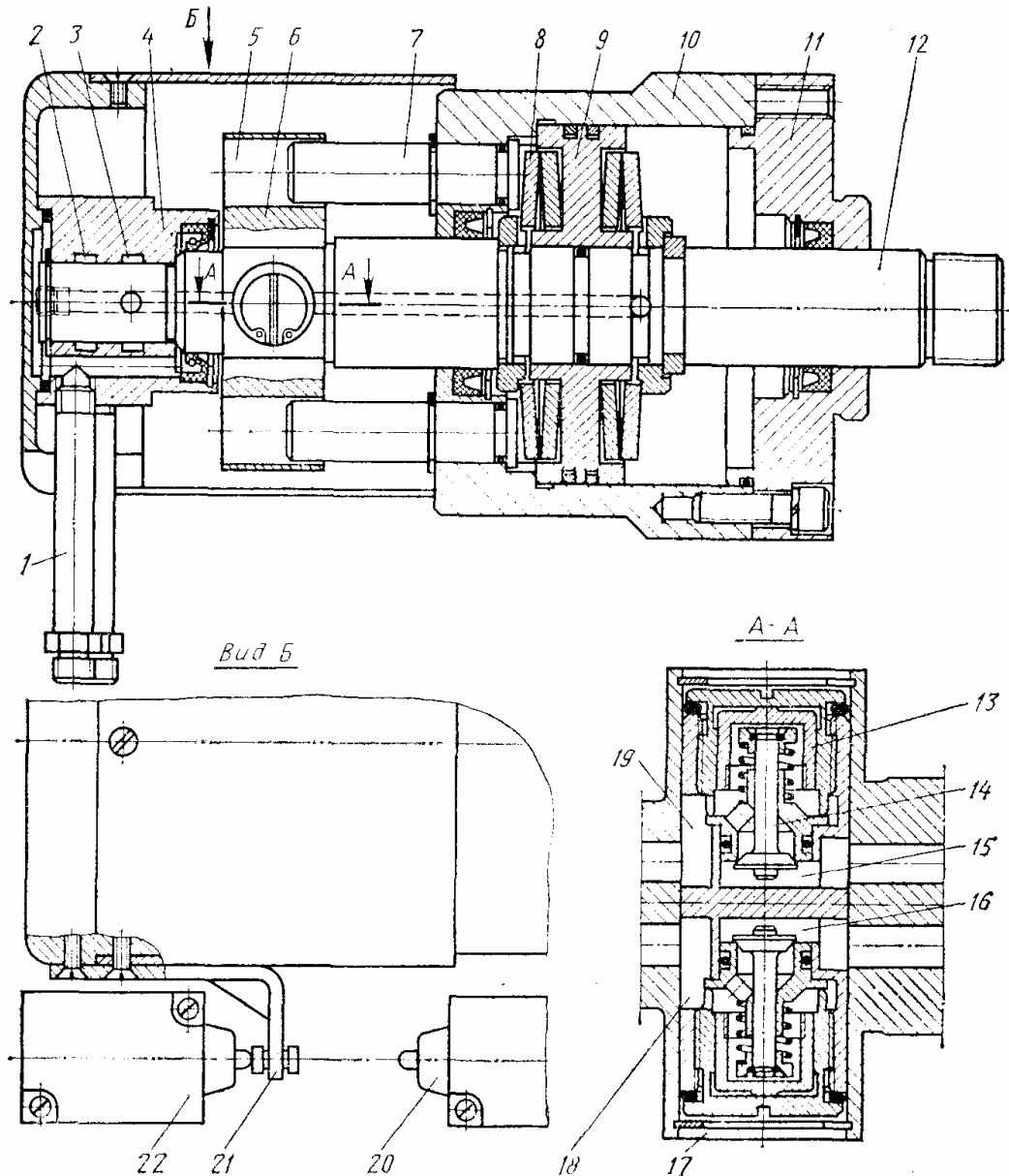


Рис. 10.1. Конструкція гідроциліндра, що обертається, привода затискувального патрона для токарних верстатів

Нещодавно була розроблена оригінальна конструкція гідроциліндра [35], яка задовольняє зазначені вимоги. Всередині гідроциліндра 10 (рис.10.1), закритого кришкою 11, переміщується шток 12, пов'язаний з по-

ршнем 9 через тарілчасті пружини 8. В потовщеній частині 6 штока виконаний отвір 17 для розташування замків (складаються зі зворотних клапанів 14 і поршнів 13), а також два отвори (або пази) 5, в яких входять качалки 7. Робоча рідина в пристрій підводу 4 подається через штуцери 1, які входять в паз кронштейна (на схемі не показаний), закріпленого на станині, що виключає можливість обертання пристрою 4. На корпусі пристрою встановлена скоба 21, що впливає на мікровимикачі 20 і 22 контролю ходу. Порожнини 18 і 19 гідрозамка з'єднані з канавками 3 і 2 відповідно, а порожнини 15, 16 - з порожнинами гідроциліндра. При затисканні деталі робоча рідина підводиться в канавку 3 і далі - в порожнину 18 і під верхній торець 13, який примусово відкриває клапан 14. З порожнини 18 через зворотний клапан робоча рідина надходить в праву порожнину гідроциліндра, а з лівої витискається в бак через примусово відкритий клапан 14 і канавку 3. Після затискання деталі тиск в правій порожнині гідроциліндра зростає, поршень стискає ліву пару пружин 8, і клапан зусилля затискання ЕПГ57-72 видає сигнал, який дозволяє продовження циклу. При надійному затисканні поршень відходить від кришки 11 (фіксується вимикачем 20) і доходить до лівого граничного положення. При відсутності деталі або її незатисканні поршень доходить до граничного положення, однак сигнал клапана ЕПГ57-72 відмінюється вимикачем 22. При падінні тиску клапани 14 пружинами притискаються до сідла, замикаючи порожнини гідроциліндра, а пружини 8 забезпечують утримання деталі в патроні в процесі аварійного гальмування шпинделя. Симетрична конструкція гідроциліндра дозволяє працювати з патроном, що має зворотний напрямок затискання.

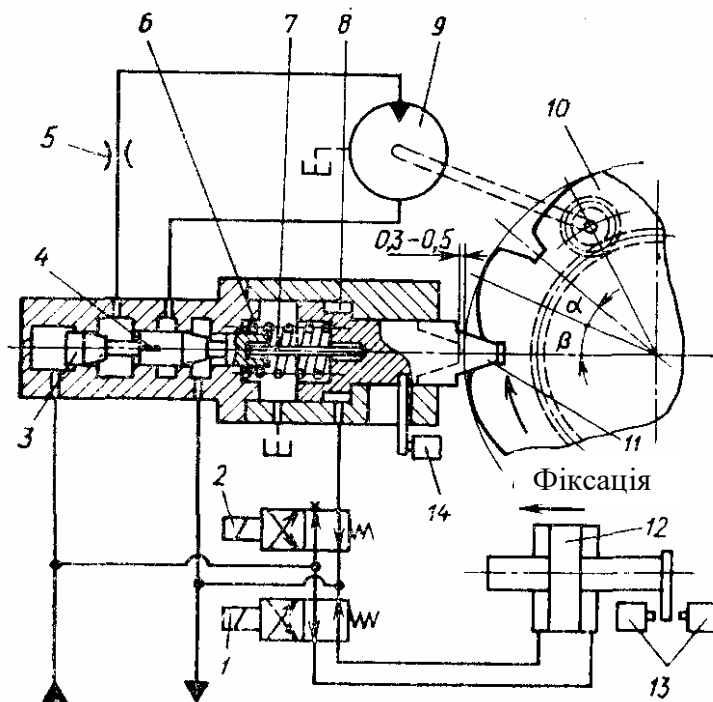


Рис. 10.2. Гідравлічна схема револьверної головки

## 10.2. Гідроприводи поворотних механізмів

В револьверних головках, ділільних столах, інструментальних магазинах і інших механізмах верстатів вимагається забезпечити поворот і фіксацію робочого органа в заданому кутовому положенні і з високою точністю (до 2 - 3'') за обмежений час, причому приводний механізм, розташований в зоні обслуговування повинен бути більш компактним. Гідравлічні приводи дозволяють найкращим чином розв'язати вказані задачі [36, 37, 38,

39].

У вихідному положенні електромагніти розподільників 1 і 2 (рис.10.2) відключені від живлення. При повороті вмикаються електромагніти розподільників 1 (гідроциліндр 12 розчіплює торцеві зуб'ці зубчастих вінців) і 2 (робоча рідина під тиском надходить в порожнину 8, забезпечуючи вихід фіксатора 11 з паза диска 10), штовхачем 7 золотник 3 типу ЗГ61-41М зміщується ліворуч, з'єднуючи камери гідромотора з напірною і зливною лініями. Гідромотор через зубчасту передачу повертає планшайбу в напрямку, вказаному стрілкою. При підході до заданого кутового положення пристрій пошуків в зоні кута  $\alpha$  відключає електромагніт розподільника 2, в результаті чого фіксатор 11 пружиною 6 і тиском в торцевій порожнині золотника 3 притискається до зовнішньої циліндричної поверхні диска 10. Далі при повороті в межах кута  $\beta$  у відповідності із профілем диска фіксатор 11 разом із золотником 3 зміщується праворуч (за схемою), і золотник своїми конусними поверхнями дроселює потік робочої рідини одночасно на вході і на виході з гідромотора, забезпечуючи його плавне гальмування з контролем на шляху (ефективність гальмування може регулюватись шляхом зміни довжини штовхача 7). Після того, як фіксатор застрибує в паз диска, кінцевий вимикач 14 подає сигнал на відключення електромагніту 1, і гідроциліндр 12 вводить в зачеплення торцеві зубці, забезпечуючи точну фіксацію планшайби. При цьому можливість деякого повертання гідромотора забезпечується шляхом з'єднання його робочих камер через паз 4 золотника (оскільки хід фіксатора 11 праворуч обмежений упором, між фіксатором і пазом диска є боковий зазор). Блок мікровимикачів 13 дає сигнал на продовження циклу. Частота обертання при повороті може обмежуватись дроселем 5.

### 10.3. Гідроприводи ступінчастого регулювання швидкості

В ряді механізмів не вдається застосувати шляхове гальмування з керуванням від кулачка, встановленого на робочому органі (наприклад, в ланцюгових інструментальних магазинах), і для забезпечення високої точності позиціонування вимагається ступінчаста зміна швидкості руху при підході до заданої координати. В гідроприводі на рис. 10.3 [36] панель 1 ступінчасто змінює дроселювання на вході і виході потоків робочої рідини, що надходять в гідромотор 6 привода ланцюгового магазину. Реверс обертання гідромотора забезпечується розподільником 12, а зміна швидкості золотником 9 панелі. При відключених електромагнітах Е1 - Е3 пілотів золотник тиском робочої рідини в порожнині 11 піднімається у верхнє положення, при якому лінії підведення робочої рідини до гідромотора зачиняються. При вмиканні Е1 пружини штовхачів 2 і 3 опускають золотник до упору в шайбу 10, що відповідає мінімальному відкриттю дроселюючих щілин 7 і 8 ("повзуча" швидкість гідромотора). Вмиканням електромагніта Е2 через штовхач 3 забезпечується додаткове зміщення золотника вниз (другий ступінь швидкості), а вмиканням електромагніта Е3 - максимальне

зміщення вниз (третій ступінь), причому швидкості можуть регулюватись гвинтами 4 і 5. При гальмуванні електромагніти Е3, Е2, Е1 послідовно вмикаються, дякуючи чому досягається задана швидкість позиціонування при швидкості руху ланцюга до 30 - 40 м/хв і великій кількості інструментів (до 40 - 60 шт).

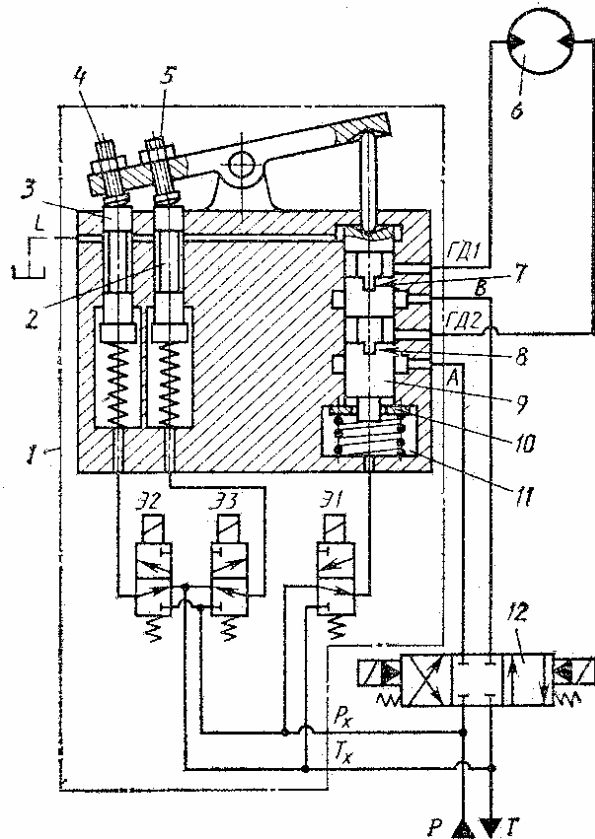


Рис. 10.3. Гідропривод ступінчастого регулювання швидкості: ГД1 і ГД2-лінії підключення гідродвигуна

гідроциліндра – одна або дві робочі подачі (РП) – швидке відведення (ШВ) – стоп у вихідному положенні. З цією метою може застосовуватись гідропривод (рис. 10.5, а) на базі гідропанелі ГП типу 2ПГ36-14 і гідроблока Г36-54, що установлюється на задній кришці гідроциліндра подачі ЦП. Гідроблок містить (рис. 10.5, б) три гідрокерованих клапани КГ1 – КГ3 вбудованого виконання, вбудований зворотний клапан КО, гідроклапан тиску ГД, гідророзподільники ГР1 і ГР2 типу ВЕ6. При відключених електромагнітах Е1 – Е3 клапани КГ1 – КГ3 і ГД зачинені, і силовий стіл нерухомий. Одночасним вмиканням електромагнітів Е1 і Е3 реалізується режим ШП, при якому порожнини керування клапанів КГ2 і ГД з'єднуються зі зливом, і потік робочої рідини в гідросистемі проходить таким чином:

$$P - KГ2 - Г_1 - ГП - Г_2 \left[ A - \overrightarrow{ЦП/ЦП} - B - ГД - КО \right].$$

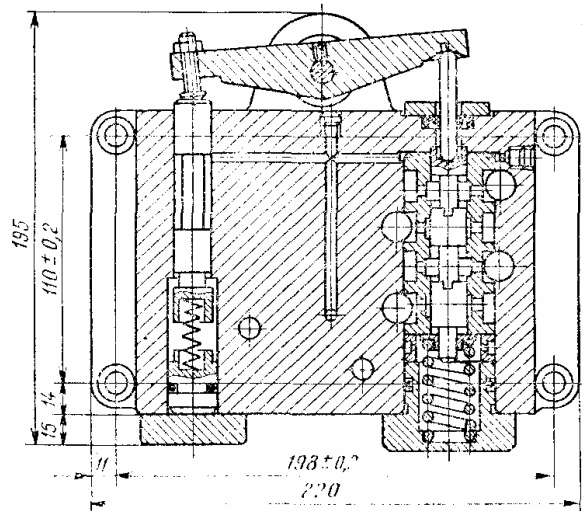


Рис. 10.4. Гідропанель ступінчастого регулювання швидкості

Конструкція гідропанелі показана на рис. 10.4.

#### 10.4. Гідроприводи з шляховою зміною режимів тиску

В силових столах агрегатних верстатів і автоматичних ліній, а також в інших гідрофікованих механізмах вимагається реалізувати цикл руху робочого органа: швидке підведення (ШП), в тому числі з диференціальним вмиканням

Коли кулачок, установлений на робочому органі, впливає на золотник ГП, потік робочої рідини, що надходить в гідроциліндр, плавно перекривається, а клапан КО з підсиленою пружиною забезпечує ефективне гальмування робочого органа. В кінці перехідного процесу ШП - 1РП золотник ГП з'єднує Ду зі зливною лінією, КО зачиняється і ЦП вмикається за звичайною схемою. В нижньому положенні золотника ГП реалізується тонка робоча подача 2РП.

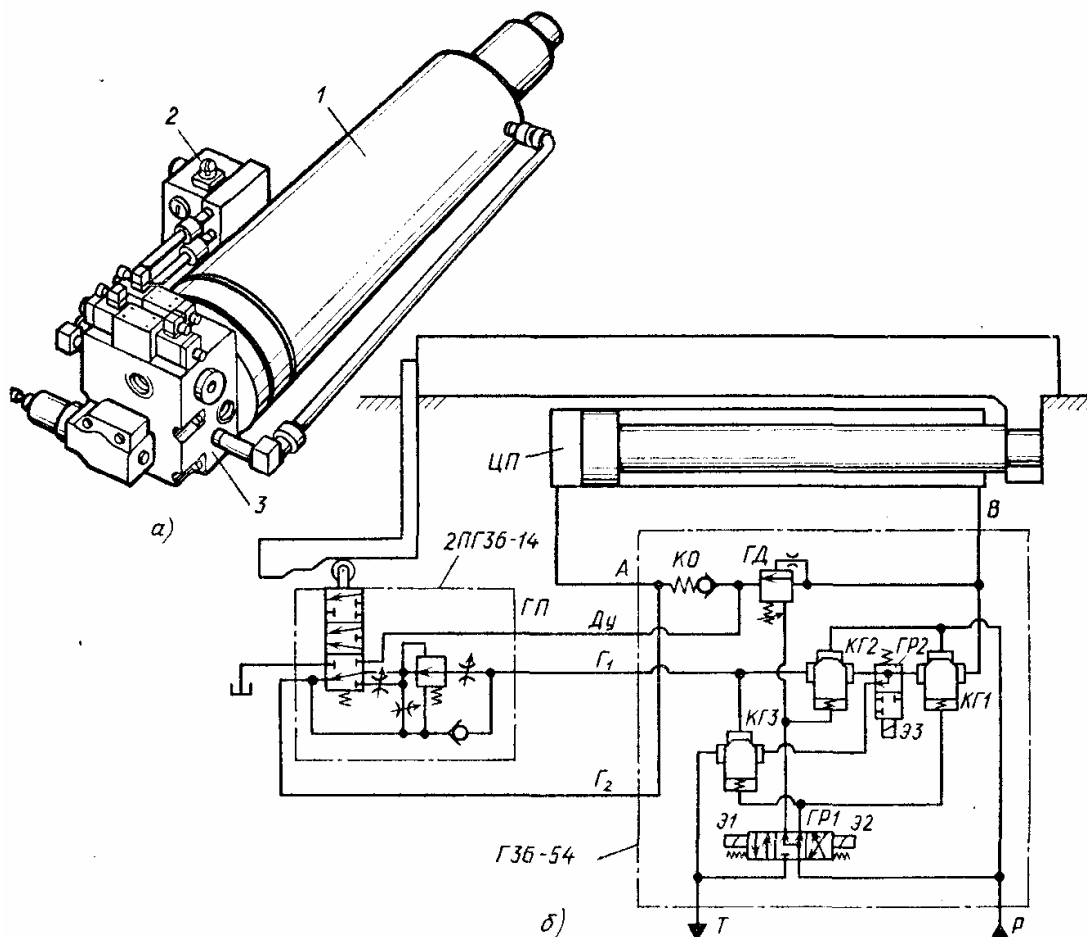


Рис. 10.5. Конструкція (а) і гідравлічна схема (б) гідропривода з шляховою зміною режимів руху: 1 -гідроциліндр подачі; 2 - гідропанель 2ПГ36-14; 3 - гідроблок Г36-54

В режимі ШВ одночасно вмикаються електромагніти Э2 і Э3, відкриваються клапани КГ1 і КГ3, і потік робочої рідини проходить таким чином: Р - КГ1- В - ЦП/ЦП - А- Г2- ГП - Г1- КГ3 - Т.

У вихідному положенні електромагніти вмикаються (при недостатній ефективності гальмування Э3 може відключитись з деякою затримкою). Можливі витoki через клапани КГ1 і КГ2 відводяться у зливну лінію через ГР2, що виключає можливість сповзання ЦП з вихідного положення.



# 11. Гідроприводи верстатів та обладнання автоматизованих виробництв

## 11.1. Гідроприводи токарних верстатів

В токарних верстатах гідроприводи застосовуються в затискних і фіксуєючих механізмах, копіювальних пристроях, пристроях для автоматизації циклу обробки (револьверні головки, інструментальні магазини), пристроях для перемикання швидкостей і зрівноваження вертикальнорозташованих супортів, приводах переміщення пінолі задньої бабки, приводах захисних засобів робочої зони, механізмах регулювання натягу пасів привода головного руху, приводах мастильних насосів і транспортерів стружки, пристроях гідростатичного розвантаження, механізмах подач.

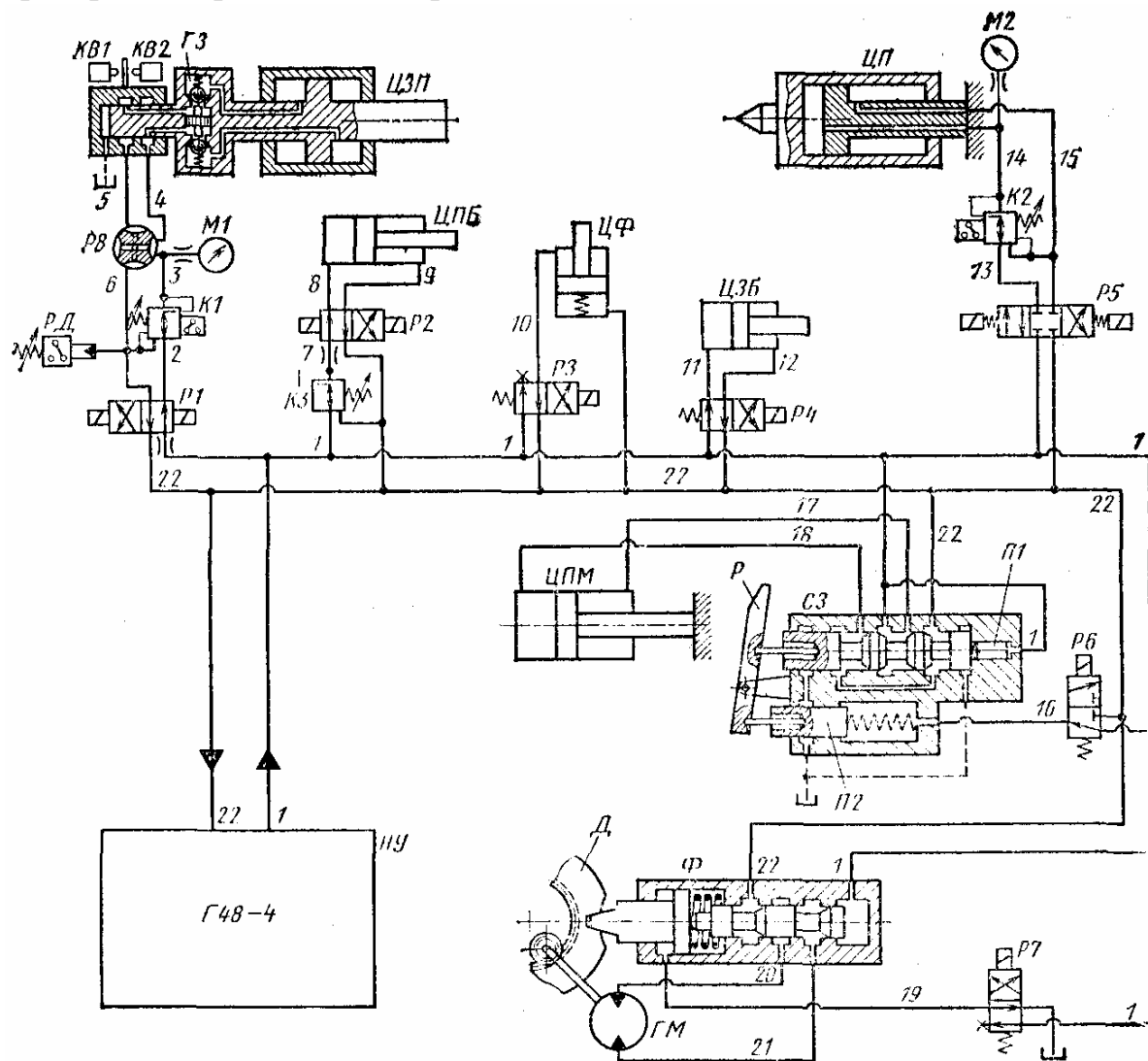
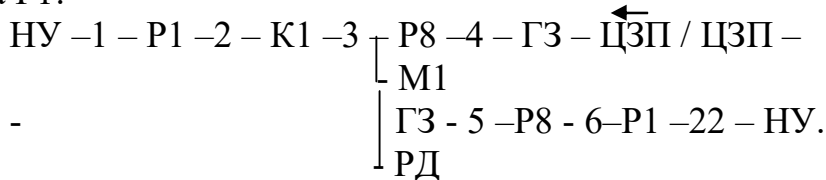


Рис. 11.1. Гідропривод токарного патронно-центрального напівавтомата з ЧПК моделі 1725МФ3

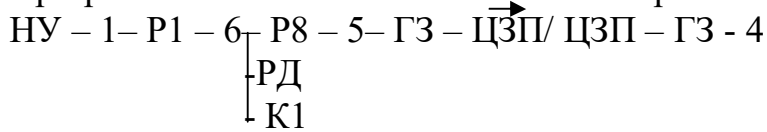
Гідропривод токарного патронно-центрального напівавтомата з ЧПК моделі 1725МФ3 показаний на рис. 11.1. Основні вузли: НУ— насосна установка Г48-4; гідроциліндри: ЦЗП— затискання патрона 140 × 40 Г29-32 (з гідрозамком Г3 і кінцевими вимикачами КВ1 і КВ2), ЦП— переміщення

пінолі, ЦП– перемикання зубчастого блока, ЦФ– фіксації різцевого блока, ЦЗБ– затискання різцевого блока, ЦПМ– переміщення інструментального магазина; ГМ– гідромотор Г15-23 повороту інструментального магазина; СЗ– слідкуючий золотник інструментального магазина (з плунжерами П1 і П2 і важелем Р); Ф– фіксатор інструментального магазина; Р1– Р7– розподільники; Р8– розподільник НБГ71-31; К1, К2– клапани ЭПГ57-72; К3– клапан ПГ57-72; РД– реле тиску ПГ62-11; М1, М2– манометри.

При затисканні патрона вмикається правий електромагніт розподільника Р1:



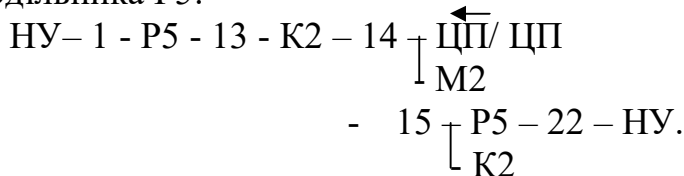
При розтисканні вмикається лівий електромагніт:



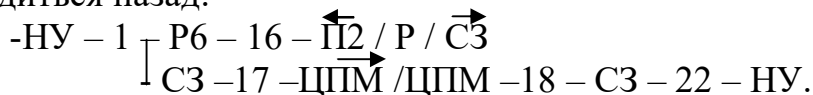
Коли поршень ЦЗП доходить до упору, РД дає сигнал на продовження циклу.

ЦПБ спрацьовує при вмиканні одного з магнітів розподільника Р2 (1-К3-7-Р2-8- $\overrightarrow{\text{ЦПБ}}$ /ЦПБ-9-Р2-22); ЦФ – при перемиканні Р3 (1-Р3-10-ЦФ $\downarrow$ / ЦФ -22); ЦЗБ – при перемиканні Р4 (1-Р4-11-ЦЗБ/ЦЗБ-12-Р4-22).

При підведенні пінолі задньої бабки вмикається лівий електромагніт розподільника Р5:



ЦПМ керується золотником СЗ, корпус якого установлений на каретці інструментального магазина. В положенні показаному на схемі, магазин відводиться назад:



Коли важіль Р доходить до упору, СЗ стає в нейтральне положення, і рух зупиняється. При вмиканні електромагніта розподільника Р6 СЗ плунжером П1 зміщується ліворуч, і магазин підводиться в позицію зміни інструмента:



Поворот магазина реалізується вмиканням магніту розподільника Р7:



Робота механізмів зміни інструмента і затискання патрона докладно описана в розділі 10 [32, 33, 34].

### 11.2. Гідроприводи шліфувальних верстатів

Гідроприводи забезпечують зворотно-поступальний рух стола або шліфувальної бабки, роботу механізмів подачі, пристроїв правки і автоматичного контролю, різноманітні блокування, вибірку зазорів, роботу підшипників шпинделя, мастильних пристроїв і інші функції [37, 38, 39].

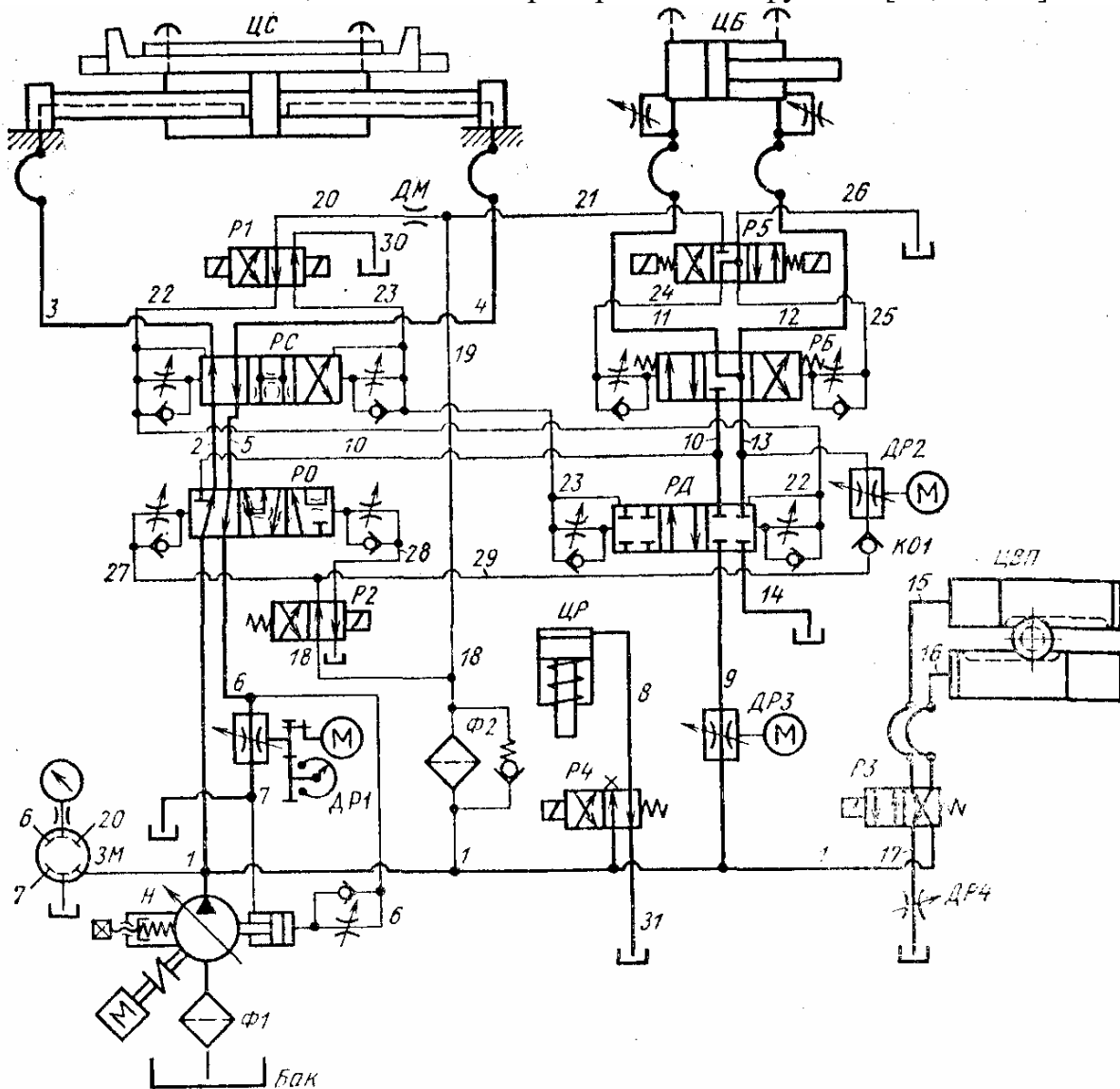


Рис. 11.2. Гідропривод плоскошліфувального верстата з прямокутним столом моделі 3Д722

Гідропривод плоскошліфувального верстата з прямокутним столом моделі 3Д722 показаний на рис. 11.2. Основні вузли: Н – регульований пластинчастий насос 2Г12-55АМ; гідроциліндри: ЦС – привода стола, ЦБ – шліфувальної бабки, ЦВП – механізму вертикальної подачі, ЦР – блокування ручного переміщення; розподільники: РС – керування столом, РО – керування зупинкою стола, РБ – керування шліфувальною бабкою, РД – дозу-

вальний, P1– P5 типу ВЕ6; ДР1 – ДР3 – дроселі з дистанційним електрокеруванням; ДР4 – дросель; ДМ – демпфер; КО1 – зворотний клапан; ЗМ–перемикач манометра ПМ6-320; Ф1, Ф2 – фільтри.

Схема виконана в положенні відповідному переміщенню столу ліворуч при зупиненій шліфувальній бабці:

$\Phi 1 - Н - 1 - РО - 2 - РС - 3 - \overleftarrow{ЦС} / \overleftarrow{ЦС} - 4 - РС -$   
 $- 5 - РО - 6 - ДР1 - 7 - \text{Бак.}$

Швидкість руху регулюється дроселем ДР1, перепад тисків на якому підтримується постійним за рахунок автоматичної зміни подачі насоса. Реверс руху столу забезпечується шляхом перемикавання P1 за командою від електричних датчиків положення, установлених на столі. При цьому потік в лініях керування:

$-\Phi 1 - \overleftarrow{Н} - 1 - \Phi 2 - 18 - 19 -$   
 $-\text{ДМ} - 20 - P1 - 23 \begin{matrix} \overleftarrow{PC} / PC \\ \downarrow RD / RD \\ \uparrow \end{matrix} 22 - P1 - 30 - \text{Бак.}$

Після перемикавання РС стіл реверсується.

Вмикання подачі шліфувальної бабки забезпечується одним з електромагнітів P5. Так, якщо включений правий електромагніт, в системі керування:

$\Phi 1 - Н - 1 - \Phi 2 - 18 - 19 - 21 - P5 - 24 - \overrightarrow{PB} / \overrightarrow{PB} - 25 - P5 - 26 - \text{Бак.}$

При кожному реверсі столу одночасно з РС перемикається РД, золотник якого, проходячи через середнє положення, короткочасно з'єднує між собою лінії 9 – 10 і 13 – 14, забезпечуючи переривчасту подачу шліфувальної бабки зі швидкістю, що визначається настроюванням ДР3, а також дроселів, які регулюють час перемикавання РД. Потік робочої рідини в системі подачі:

$\Phi 1 - Н - 1 - ДР3 - 9 - РД - 10 - РБ - 11 - \overleftarrow{ЦБ} / \overleftarrow{ЦБ} - 12 - РБ - 13 - РД - 14 - \text{Бак.}$

Вертикальна подача виконується при вмиканні електромагніта P3:

$\Phi 1 - Н - 1 - P3 - 16 - \overleftarrow{ЦВП} / \overleftarrow{ЦВП} - 15 - P3 - 17 - ДР4 - \text{Бак.}$

Рух столу препиняється після відключення електромагніта P2:

$\Phi 1 - Н - 1 - \Phi 2 - 18 - P2 - 28 - \overleftarrow{РО} / \overleftarrow{РО} - 27 - P2 - \text{Бак.}$

В результаті РО об'єднує порожнини ЦС і з'єднує між собою лінії 1 і 10, забезпечуючи можливість реалізації безперервної подачі шліфувальної бабки шляхом вмикання одного з електромагнітів P5. Якщо включений лівий електромагніт, то в системі відбувається таке:

$\Phi 1 - Н - 1 - РО - 10 - РБ - 12 - \overleftarrow{ЦБ} / \overleftarrow{ЦБ} - 11 - РБ - 13 - ДР2 - КО1 - 29 - P2 - \text{Бак.}$

ЦР спрацьовує при вмиканні електромагніта P4 (Φ1-Н-1-Р4-8-ЦР↓); при відключенні електромагніта ЦР з'єднується з баком через лінію 31.

### 11.3. Гідроприводи фрезерних верстатів

У верстатах фрезерної групи застосовуються гідроприводи подач, гідравлічні і електрогідравлічні копіювальні пристрої, а також гідроприводи різноманітних допоміжних механізмів [32, 33, 34, 38, 39].

Гідропривод вертикально-фрезерного напівавтомата з ЧПК моделі ЛФ260МФ3 показаний на рис. 11.3. Основні вузли: насосна установка на базі Г48-8 містить бак, двопотоковий пластинчастий насос Н1 + Н2 типу 12Г12 - 32М, гідропанель РП типу ПГ53-24, маслоохолоджувач МО, фільтр Ф типу 20 - 25-К (ГОСТ 16026 - 80), реле тиску РД типу ПГ62-11, золотник вмикання перемикача ЗМ з манометром, підпірні клапани КП1 і КП2 типу Г51-33, розподільники Р1 і Р2 типу 54БПГ73-11 і Р3 типу 54ПГ73-11; гідроциліндри ЦП1-подачі столу, ЦП2 - подачі ползків, ЦВП- вертикальної подачі шпindelьної бабки, ЦРИ - розтискання інструмента, ЦРБ - розтискання шпindelьної бабки, ЦПС - перемикання швидко-стей, ЦПМ - повороту магазину, ЦЗ - захоплювачів; ДГР1 - ДГР3 - дроселюючі гідророзподільники, що керуються від крокових двигунів ШД через редуктори Р, задавальні гвинти ЗВ і шупи Щ; Р4 - Р6 - розподільники 54ПБГ73-11; КО - клапан зворотний.

При прискорених переміщеннях робоча рідина надходить в систему від двох насосів, а при робочих подачах - від Н1. В результаті повороту ЗВ (від крокового двигуна ШД через редуктор Р) шуп Щ, притиснутий до кромки різьби гвинта, зміщує золотник ДГР. Робоча рідина надходить в гідроциліндр, що зміщує робочий орган в напрямку, протилежному напрямку зміщення верхнього кінця шупа. Оскільки ЗВ переміщується разом із робочим органом, рух останнього препиняється, коли золотник ДГР

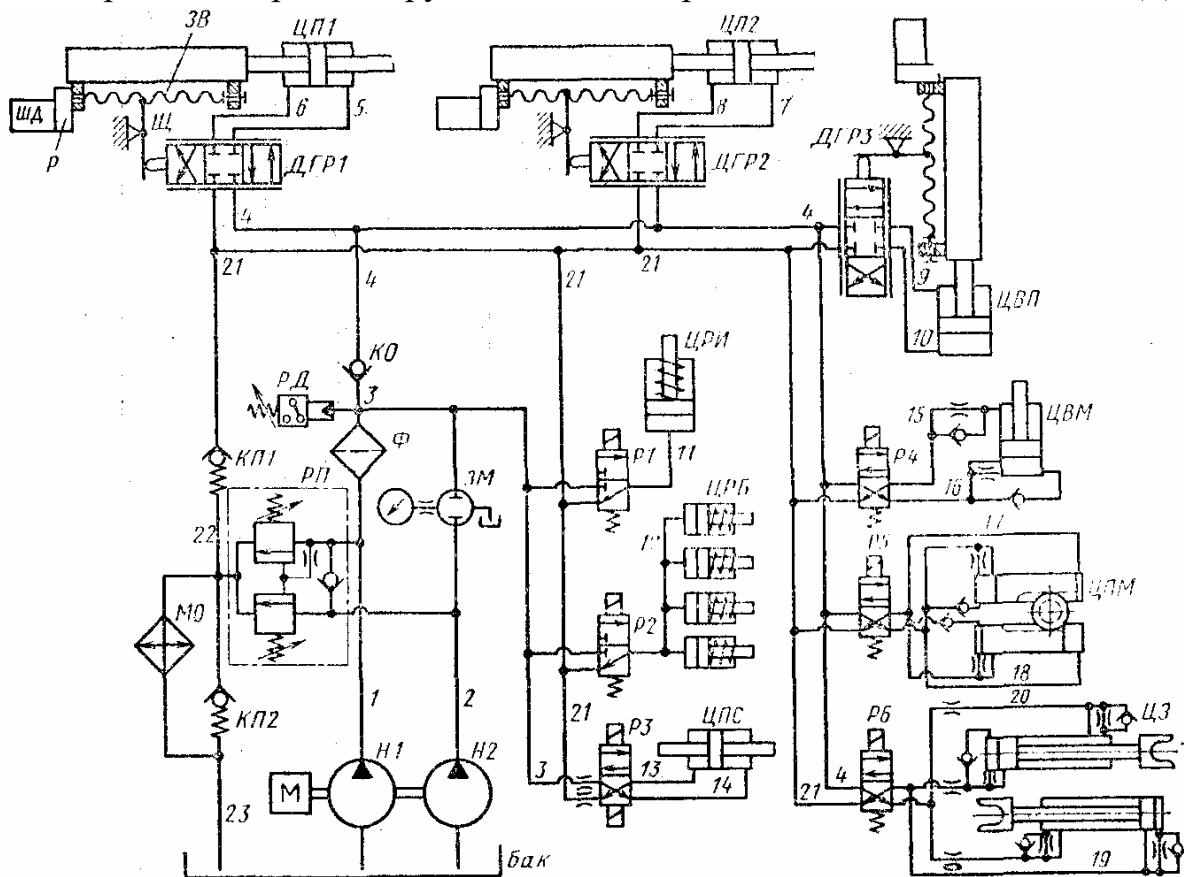


Рис. 11.3. Гідропривод вертикально-фрезерного напівавтомата з ЧПК моделі ЛФ260МФ3

повертається у нейтральне положення.

Під час робочої подачі столу праворуч:

Н1-1-Ф-3-КО-4-ДГР1-6-ЦП1/ЦП1-5-ДГР1-21-КП1-22-КП2-23-Бак.  
 Н2-2-РП —————┐ ┌МО┐

При прискороному ході полозків ліворуч:

Н1 —————┐ 1-Ф-3-КО-4-ДГР2-7-ЦП2/ЦП2-8-ДГР2-21-  
 Н2-2-РП ┘  
 КП1-22 ┌ КП2 ┐ 23-Бак.  
 └ МО ┘

Привод вертикальної подачі шпindelної бабки працює аналогічно. Гідроциліндри ЦВМ, ЦПМ і ЦЗ мають вбудовані пристрої, що забезпечують гальмування поршня наприкінці ходу.

#### 11.4. Гідроприводи промислових робіт

Маючи найкращі (у порівнянні із електричними і пневматичними приводами) масогабаритні показники виконавчих двигунів, гідроприводи знаходять широке застосування у промислових роботах (ПР) в основному великої вантажопідйомності, а також працюючих в напружених динамічних режимах або в умовах підвищеної запиленості. Для координатних

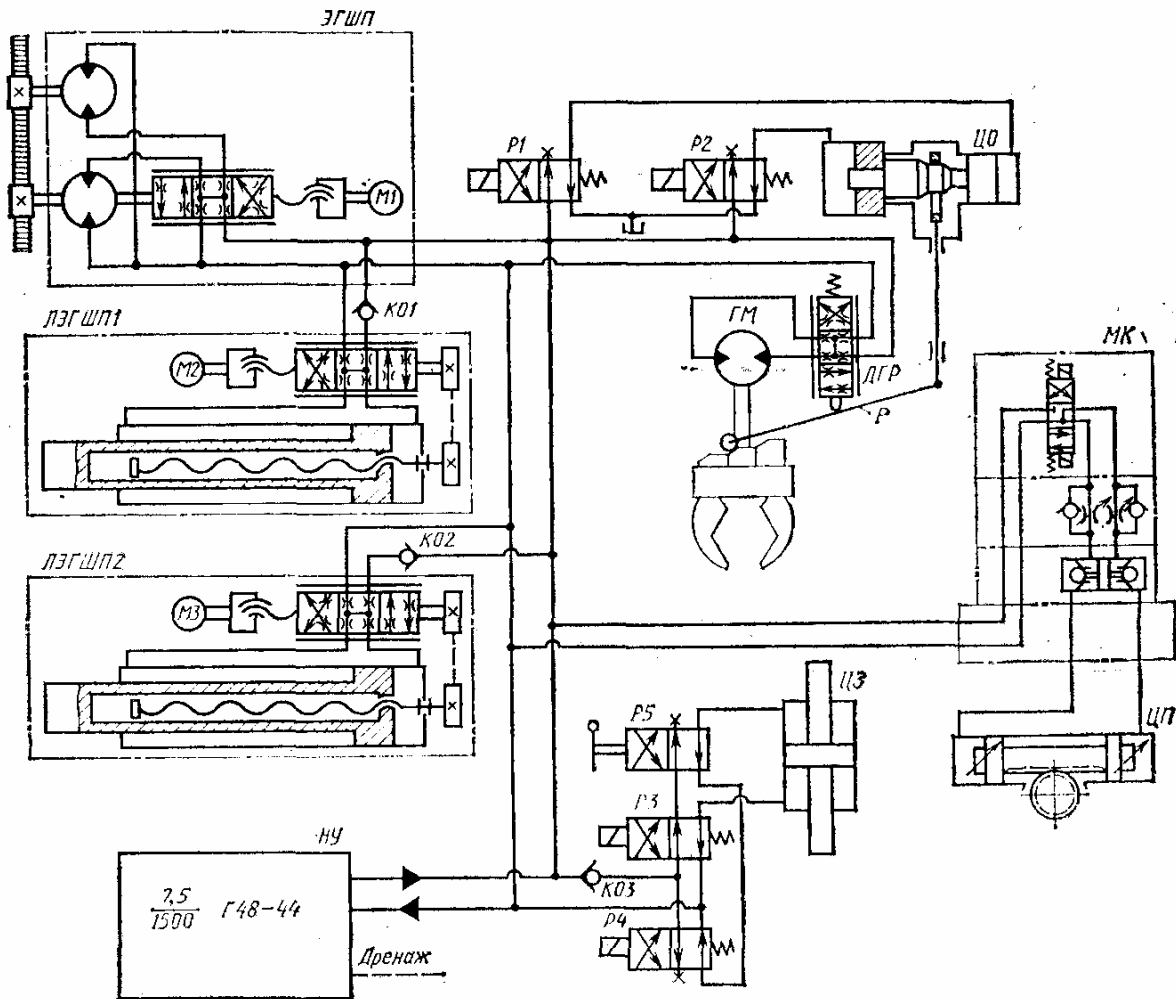


Рис. 11.4. Гідропривод портального робота моделі М40П

переміщень виконавчих органів застосовуються слідкуючі або крокові електрогідравлічні приводи, для різноманітних допоміжних рухів – засоби циклової гідравтоматики [32, 33, 34, 37, 38, 39].

*Гідропривод портального ПР вантажопідйомністю 40 кг моделі М40П* показаний на рис. 11.4. Основні вузли: НУ – насосна установка 7,5 /1500 Г48-44; ЭГШП – електрогідравлічний привод переміщення каретки по порталі на довжину до 16 м типу Э32Г18-22Н (з вибіркою зазору в зубчасто-рейковій передачі); ЛЭГШП1 – лінійний електрогідравлічний кроковий привод повзуна типу 55АГ28-22; ЛЭГШП2 – теж саме, руки типу 65Г28-23; гідроциліндри: ЦЗ – захоплення, ЦП – повороту головки, ЦО – зміни положення опори важеля Р зворотного зв'язку в приводі кантувача; ГМ – гідромотор Г15-21Н; ДГР – дроселюючий розподільник кантувача; МК – модульний комплект, що складається з розподільника ВЕ6.574.31/Г24Н, дроселя ДКМ 6/3-В-АВ і гідрозамка ГЗМ 6/3; Р1 – Р4 – гідророзподільники ВЕ6.574А.31/Г24Н; Р5-гідророзподільник з ручним керуванням; КО1–КО3–зворотні клапани Г51-34; М1–М3–крокові двигуни.

Робот призначений для завантаження важких деталей типу валів в токарні, фрезерно-центрувальні, шліфувальні та інші верстати, об'єднані в дільниці. Кліщові захоплювачі кантувача утримують заготовку в горизонтальному положенні. В процесі завантаження вимагається поворот заготовки на 90 або 180° з високою точністю, необхідною для надійного закріплення деталі. Дана задача розв'язується за допомогою електрогідравлічного слідкуючого привода на базі ДГР з механічним керуванням від кулачків, установлених на поворотній частині кантувача. В якості елемента зворотного зв'язку використовується двоплечовий важіль Р, який впливає на золотник ДГР. Одне його плече зв'язане з роликком, що взаємодіє з кулачками, а інше – з механізмом зміни координати точки опори.

При вмиканні електромагнітів Р1 і Р2 поршень ЦО зміщується в середнє положення, і кільце, що охоплює його східчасту частину, установлює в середнє положення опору важеля. Кантувач повертається до тих пір, поки ухил середнього кулачка не установить важіль в положення, яке відповідає нейтральному положенню золотника ДГР. При відключенні електромагніта Р2 поршень ЦО зміщується ліворуч, опора важеля разом із золотником ДГР опускається вниз, і кантувач повертається до тих пір, поки ухил верхнього кулачка не поверне золотник ДГР в нейтральне положення (на 90°). ДГР забезпечує плавне гальмування кантувача і його підтискання до упора. При ввімкненому електромагніті Р2 і вимкненому Р1 поршень ЦО зміщується праворуч, опора піднімається і кантувач повертається в протилежному напрямку до тих пір, поки ухил нижнього кулачка не поверне золотник ДГР на 180°. ЕГКП переміщення каретки при дискретності 0,3 мм забезпечує швидкість рухів до 1,2 м/с [40]. Клапани КО1 і КО2 усувають можливість падіння механізмів під дією сили тяжіння при відключенні гідропривода.

## 12. Керування автоматизованими приводами в металорізальних верстатах

### 12.1. Основні принципи керування автоматизованими приводами технологічного обладнання

Привод будь-якої машини складається з двигуна, джерела енергії і системи керування. В тих випадках, коли джерело енергії вважають необмеженим, тобто двигун споживає енергії значно менше, ніж може дати її джерело, в якості привода розглядають двигун і систему керування. Приводи технологічного обладнання виконують найрізноманітніші функції. Особливістю технологічного обладнання є визначений робочий цикл. Якщо для виконання якого-небудь робочого циклу вимагається участь людини, то людина є “зв’язаною” з машиною, тоді як машина виконує в даному випадку роль допоміжного знаряддя. Сучасне технологічне обладнання в своїй більшості має автоматизовані робочі та допоміжні цикли. Така автоматизація здійснюється за допомогою відповідних систем керування двигунами. Керування двигунами може бути автоматичним і неавтоматичним, але автоматизованим. При неавтоматичному керуванні безпосередній

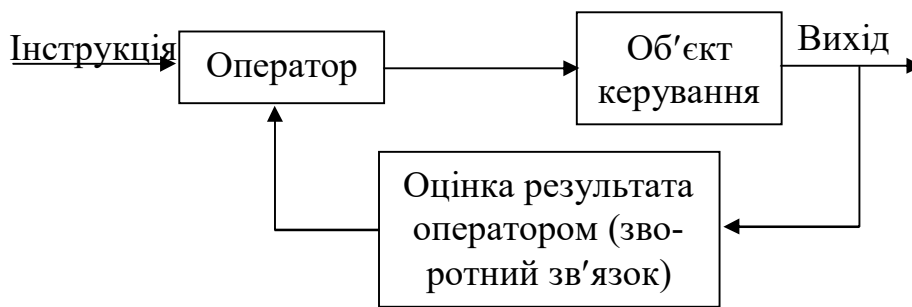


Рис. 12.1. Неавтоматичне керування об'єктом

вплив на об'єкт керування здійснює людина (оператор), яка діє відповідно з інструкцією (рис. 12.1). В якості прикладів неавтоматичного керування

двигунами можна вказати на керування швидкістю руху вагонів метрополітена і т.п.

Якщо керування двигунами різноманітного технологічного обладнання здійснюється без участі людини, то такі системи привода характеризуються рядом контрольованих (вихідних) величин (параметрів), які можуть змінюватись в процесі роботи. Такі системи приводів з автоматичним керуванням можуть бути побудовані за замкненим і розімкненим циклами. В першому випадку керуючий пристрій пов'язаний з керованим двигуном тільки одним каналом, по якому потік інформації передається в одному напрямку від керуючого пристрою до об'єкта керування. В системах замкненого циклу керуючий пристрій по каналу зворотного зв'язку отримує інформацію про значення контрольованого параметра керованого двигуна. Прикладами систем замкненого циклу є гідрокопіювальні пристрої металорізальних верстатів. В сучасних системах приводів керування здійснюється не по одному, а по багатьох параметрах. Визначальною ознакою автома-



тичних систем приводів є наявність зворотних зв'язків, по яких передаються фактичні значення величин, що регулюються [32, 33, 34].

## 12.2. Керування автоматизованими приводами в металорізальних верстатах

Застосування систем автоматизованого і автоматичного керування приводами в металорізальних верстатах спрямоване на підвищення точності виготовлення деталей, підвищення продуктивності і зменшення впливу оператора (верстатника) на технологічний процес обробки. Автоматичні системи керування приводами металорізальних верстатів контролюють тим або іншим способом зміни характеристик (параметрів) виконавчих органів верстата (супортів, різцевих головок, ріжучого інструмента, якості оброблюваної поверхні) і виробляють керуючий сигнал, який впливає на керування приводом таким чином, щоб контрольована величина не виходила за заздалегідь задані значення. Наприклад, геометрична точність обробки виробу залежить від постійності розташування ріжучих інструментів відносно майбутнього контуру оброблюваної деталі. А оскільки деталь і ріжучий інструмент зв'язані тим або іншим механічним зв'язком (кінематичним ланцюгом), що має деяку пружність, то при зміні напруги в цьому зв'язку внаслідок пружних деформацій змінюється відносне розташування між інструментом і майбутнім контуром деталі. Зміна напруги в зв'язках може відбуватись в результаті зміни сили різання, за рахунок зміни величини з'єму металу (припуску), неоднорідності оброблюваного матеріалу, що викликає зміну сили опору матеріалу різанню і динамічних навантажень.

Тому в металорізальних верстатах найбільш широко застосовуються системи автоматичного керування приводами, що стабілізують силові фак-

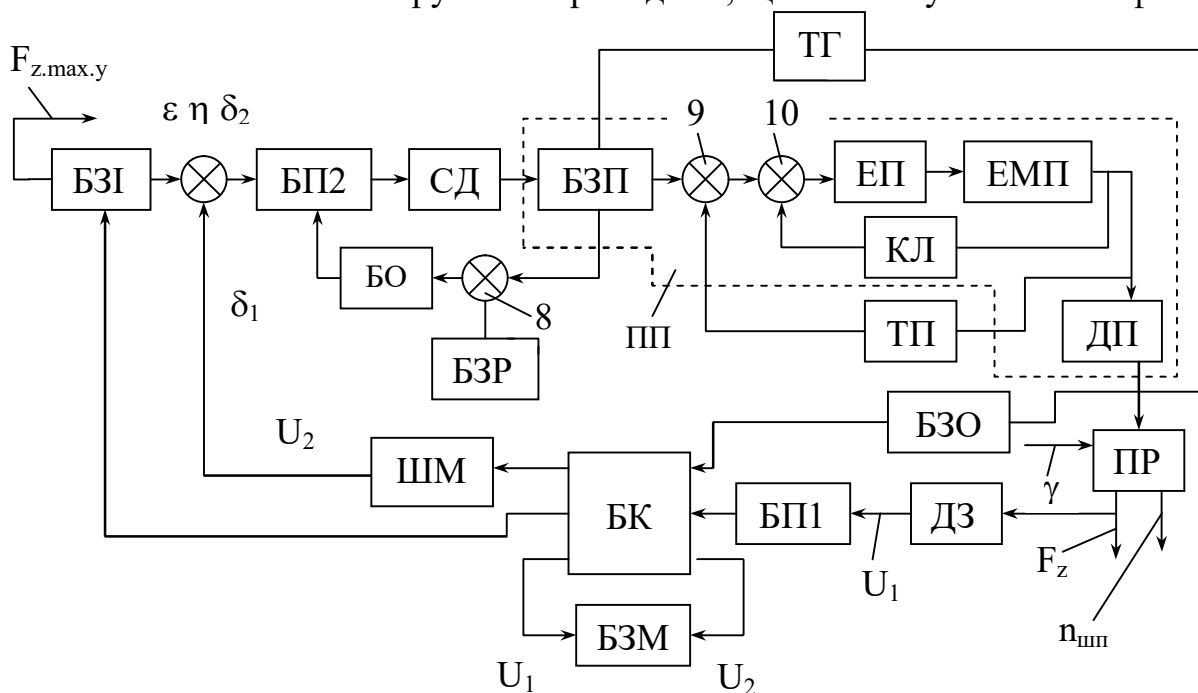


Рис. 12.2. Блок-схема керування приводами верстата 1682

тори процесу різання тим або іншим шляхом, зокрема, за рахунок зміни подачі різання [37, 38, 39].

На рис. 12.2 наведена блок-схема системи керування приводом важкого токарного верстата моделі 1682 [41, 32, 34]. Система складається з привода подачі (ПП), (що включає: блок задання подачі БЗП, блоки порівняння 9 і 10, електронний підсилювач ЕП, тахогенератор ТП і корегувальну ланку КЛ), блок запом'ятовування максимуму БЗМ, широтно-імпульсний модулятор ШМ, блок комутації БК, блок зміни числа обертів шпинделя БЗО, блок задання рівня подачі БЗР, блок обмеження БО, вимірювальний перетворювач (датчик) засилля ДЗ, блоки підсилення БП1 і БП2, головний тахогенератор привода ТГ, серводвигун СД, блок задатчика імпульсів БЗІ, блоки порівняння 7 і 8.

При роботі вказаного привода сигнал від датчика зусилля ДЗ надходить на підсилювач БП1 і блок комутації БК, звідки на БЗМ, де фіксується його максимальне значення. Після одного оберту шпинделя положення ключів на блоці БК змінюється таким чином, що зв'язок 2–4 розмикається, а зв'язок 3–6 замикається. І тоді сигнал  $U_2$  проходить на ШМ, де формується сигнал  $\delta_1$  тривалістю  $\tau_1$ . Одночасно з цим на вхід БЗІ від БК надходить керуючий сигнал, який на виході БЗІ у вигляді сигналу  $\delta_2$  має однако-ву з  $\delta_1$  амплітуду, але зворотну полярність. Якщо тривалість  $\tau_2$  керуючого сигналу  $\delta_2$  буде відрізнятися від тривалості  $\tau_1$  сигналу  $\delta_1$ , то блок порівняння 7 вироблятиме сигнал розузгодження  $\epsilon$ , який надходить через підсилювач БП2 на серводвигун СД, який змінює напрямок на блоці БЗП, що задає, а разом з тим і величину подачі супорта таким чином, щоб підтримувати силу різання стабільною. Застосування подібної системи керування дозволяє зменшити на чорнових операціях різання машинний час, однак її використання доцільно лише для важких верстатів, у яких необхідно стабілізувати зусилля різання за один оберт шпинделя.

Відмітною особливістю системи автоматичного керування приводом плоскошліфувального верстата з круглим столом і горизонтальним шпинделем (рис. 12.3) є розв'язання задачі відтискання шліфувального круга шляхом одночасного взаємозв'язаного регулювання швидкості обертання столу і поперечної подачі. Крім того, в даній системі приводів є датчик частоти обертання столу у вигляді насоса 2. Працює система таким чином. Обертання столу верстата здійснюється гідромотором 3, що живиться від індивідуальної гідросистеми, а зміна швидкості обертання - автоматичним регулюванням дроселя 9, встановленого на виході гідромотора, за допомогою рейково-зубчастої передачі 8, зв'язаної із поперечною подачею столу. Поперечна подача здійснюється гідроциліндром 4, який живиться насосом 1 через гідропідсилювач 5, а її регулювання - дроселем 7 з гідрокеруванням від тиску в напірній лінії насоса 2. При зміні сил різання змінюється частота обертання столу, що, в свою чергу, змінює тиск в напірній гідролінії допоміжного насоса 2 (як датчика частоти обертання столу) і від-

криття дроселя 7. Внаслідок цього зміниться швидкість подачі столу гідроциліндром 4. Редукційний клапан 6 забезпечить збереження на дроселі 7 постійного перепаду тисків, що дозволяє підтримувати лінійний характер витратної характеристики і зниження нагріву робочої рідини і теплових деформацій вузлів верстата.

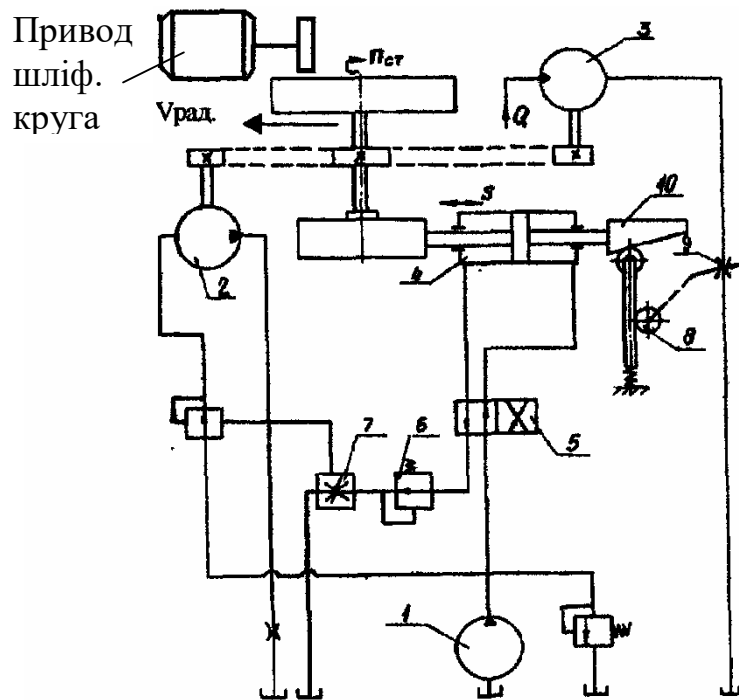


Рис. 12.3. Схема стабілізації подачі різання плоскошліфувального верстата

можна дроселем, включеним на виході гідромотора. Якщо при шліфуванні зміниться обертальний момент (внаслідок коливань твердості або припуску), зміниться частота обертання гідромотора і тиск в його зливній лінії. Це приведе до зміни прохідних перерізів дроселів 9, 10 і за рахунок зміщення їх затворів під впливом зміни сил в лівих керуючих порожнинах і відповідно швидкостей руху гідроциліндрів 5 і 7. Гідророзподільник 3 забезпечує підключення до системи живлення насоса 2 контура, за допомогою якого реалізується повздожня подача столу гідроциліндром 5 при повздожньому шліфуванні, а також контуру, що забезпечує поперечну подачу шліфувальної бабки гідроциліндром 7 при врізному шліфуванні. Гідророзподільники 4 і 8 керують реверсом гідроциліндрів 5 і 7 відповідно.

На рис. 12.5 наведена схема комбінованої (електронно-гідравлічної) системи керування повздожньою подачею столу при зміні умов шліфування [42]. Вона складається з об'єкта регулювання 1 (процес шліфування), датчика потужності 2, встановленого на електродвигуні привода обертання шліфувального круга, пристрою порівняння 3, електронного підсилювача 4, дроселюючого розподільника 6 з електромеханічним перетворювачем 5. Під впливом зовнішніх збурень (неоднорідність твердості оброблюваного матеріалу, нерівномірність припуску) змінюються сили різання при шліфу-

На рис. 12.4 показана гідросистема керування приводами подач круглошліфувального верстата. Вона дозволяє проводити автоматичне регулювання подачі столу при повздожньому шліфуванні і поперечній подачі шліфувальної бабки при врізному шліфуванні. Стабілізація моменту здійснюється за рахунок зміни подачі столу або шліфувальної бабки. Обертання шліфувального круга забезпечується через пасову передачу від гідромотора 6, який живиться від насоса 1. Настроювати частоту обертання круга

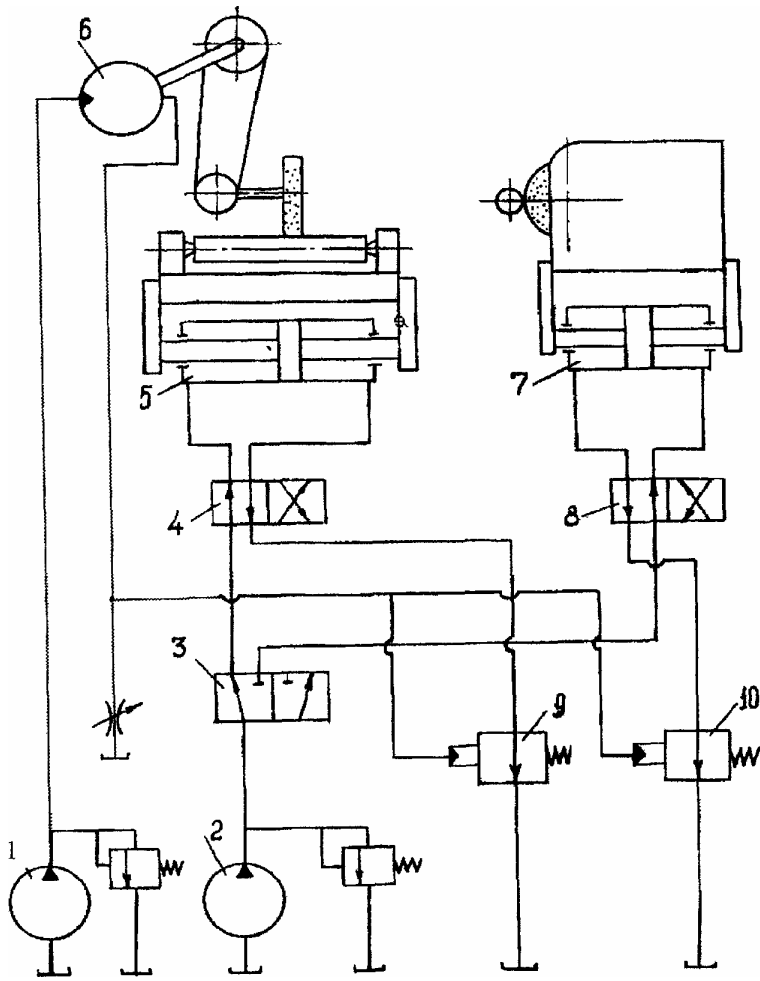


Рис. 12.4. Гідросистема керування приводами подач верстата моделі 3А151

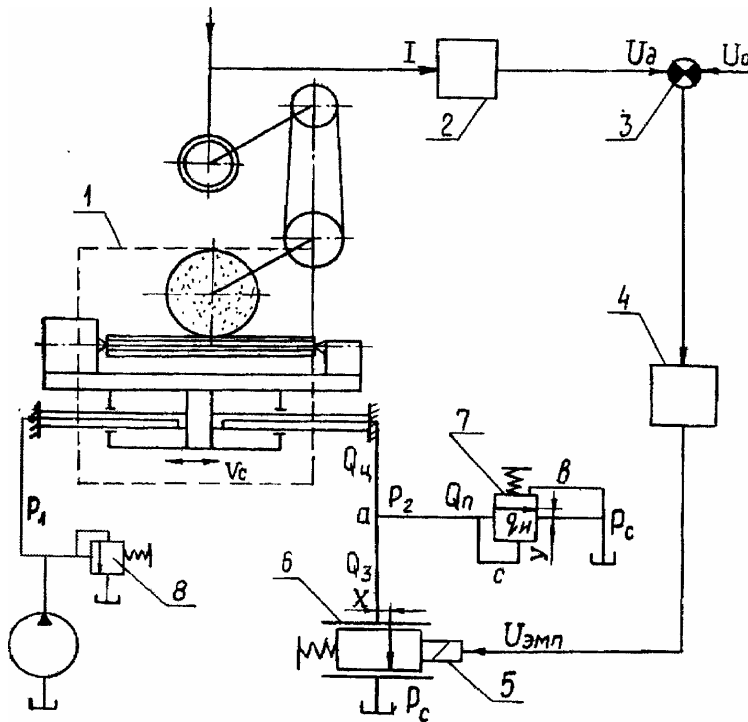


Рис. 12.5. Схема керування приводом подачі верстата 3П451

ванні і сили струму в приводному електродвигуні. В результаті на суматорі з'являється сигнал розузгодження між заданим і дійсним значеннями, який, після підсилення в блоці 4, впливає на електромеханічний перетворювач 5. Останній зміщує плунжер дроселюючого розподільника 6 і змінює величину його прохідного перерізу і швидкість подачі столу таким чином, щоб відновилось попереднє значення сили струму в ланцюзі живлення приводного електродвигуна. Тим самим досягається шліфування з постійною потужністю і підвищення продуктивності на 20% зі збереженням точності обробки. Клапан тиску 8 забезпечує запобігання системи від перевантаження, а клапан тиску 7 - демпфування гідропривода і підвищення стійкості роботи.

На рис. 12.6 показана система керування формою плоского руху, яка утворюється двома поступальними рухами П1 і П2. Швидкість складеного руху пропорційна величині ексцентриситета  $\epsilon$ . Змінюючи вектор ексцентриситета (його кут), можна змінити швидкість складових руху-

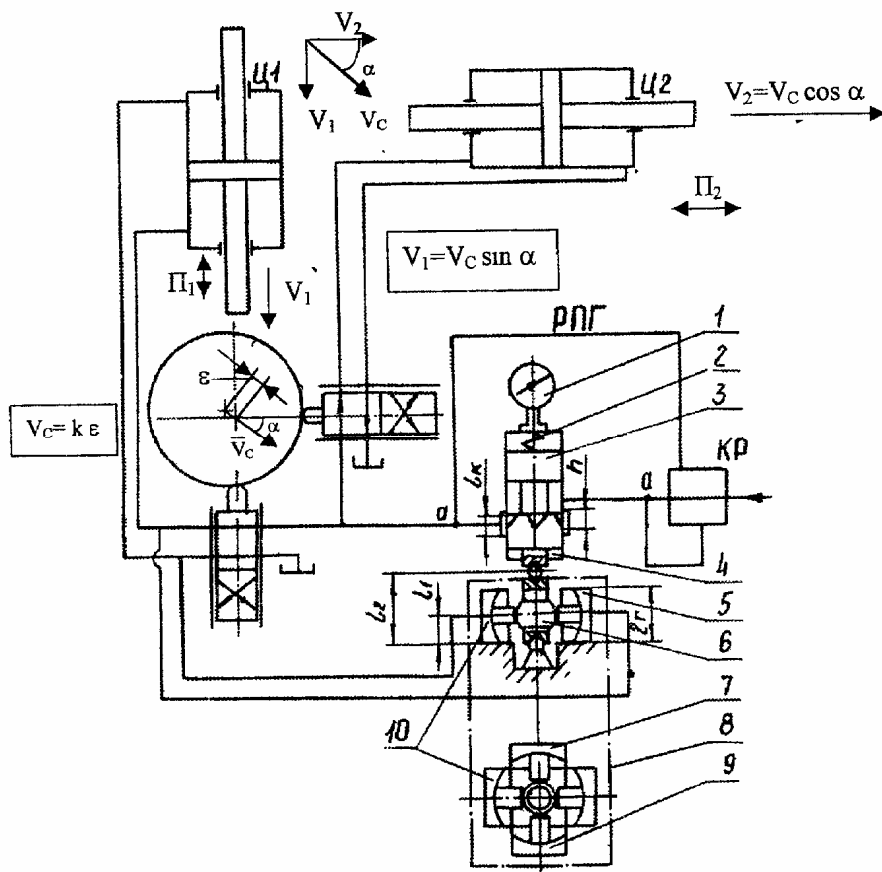


Рис. 12.6. Схема гідросистеми автоматичного регулювання копіювального верстата

двокоординатних верстатах. Вона може здійснювати стабілізацію рівнодіючої сил різання від її складових  $P_z$  і  $P_y$  (тангенціальної і радіальної) шляхом одночасної зміни подачі повздовжнього і поперечного супортів, що приводяться в рух гідроциліндрами Ц1 і Ц2. В даній системі автоматичного регулювання застосовується пропорційний регулятор потоку, що складається із датчика 8 сумарного підсилення гідроциліндрів, дроселюючого розподільника 4 і індикатора 1. При зміні сил різання змінюється перепад тисків на гідроциліндрах і в мембранних порожнинах 5, 7, 9 і 10 датчика 8. Це викликає переміщення його важеля, зв'язаного з гідроциліндром 3 дроселюючого розподільника 4, зміну прохідних перерізів (дроселів) розподільника і потоку рідини до гідроциліндрів. Внаслідок цього швидкість руху супортів буде змінюватись таким чином, щоб попереднє значення сили різання було б відновлене. Зміщення плунжера 3 фіксується вимірювальним приладом 1, а пружина 2 забезпечує постійне силове замикання важеля датчиків 8 і плунжера 3.

хів. Вектор ексцентриситета завжди паралельний вектору швидкості складеного руху, тобто даний вектор є дотичною до траєкторії, що утворюється. Змінити напрямок вектора ексцентриситета (кут) можна в будь-який момент часу спеціальним приводом обертання ексцентриситета, а величину ексцентриситета - додатковими приводами, наприклад, обертанням ексцентричних втулок. Така система застосовується в

### 13. Основи проектування гідросистем верстатів

#### 13.1. Основні розрахункові залежності

Прийняті позначення основних параметрів і їх розмірності:

- a** - прискорення,  $\text{м/с}^2$ ;
- b** - ширина, мм;
- C** - жорсткість, Н/м (при розтягуванні і стиску);  $\text{Н} \cdot \text{м/рад}$  (при крутінні);
- c** - теплоємність,  $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ ;
- D** - діаметр гідроциліндра, мм;
- d** - діаметр штока, золотника, отвору, внутрішній діаметр трубопроводу, мм;
- E** - модуль пружності, МПа;
- F** - площа,  $\text{см}^2$ ;
- F<sub>1</sub>, F<sub>2</sub>** - робоча площа гідроциліндра відповідно в поршневій і безпоршневій порожнинах,  $\text{см}^2$ ;
- f** - частота, Гц;
- f<sub>ш</sub>** - площа прохідного перерізу дроселюючої щілини,  $\text{мм}^2$ ;
- G** - вага, Н;
- g** =  $9,81 \text{ м/с}^2$  - прискорення сили тяжіння;
- H** - висота стовпа рідини в гідроциліндрі, що стискається, см;
- h** - висота, м;
- I** - момент інерції,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;
- i** - передаточне відношення;
- j** - товщина, мм;
- k** - коефіцієнт теплопередачі,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ;
- L** - довжина, м;
- l** - довжина, мм;
- M** - момент,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ ;
- m** - маса, кг;
- N** - потужність, кВт;
- N<sub>0</sub>** - потужність холостого ходу, кВт;
- n** - частота обертання, об/хв;
- P** - сила, Н;
- p** - тиск, МПа;
- Δp** - втрати тиску, перепад тисків, МПа;
- Q** - витрати, подача насоса, л/хв;
- q** - витоки,  $\text{см}^3/\text{хв}$ ;
- R** - радіус, мм;
- s** - хід, мм;
- t** - температура,  $^\circ\text{C}$ ;
- V** - об'єм,  $\text{дм}^3$  (л);
- V<sub>0</sub>** - робочий об'єм,  $\text{см}^3$ ;
- v** - швидкість руху, м/хв;

$v_m$  - швидкість потоку робочої рідини, м/с;  
 $x, y$  - переміщення, мм;  
 $\alpha$  - кут, °;  
 $\beta$  – коефіцієнт тертя;  
 $\gamma$  – питома вага, Н/м<sup>3</sup>;  
 $\delta$  – діаметральний зазор, мкм;  
 $\varepsilon$  – помилка, ексцентриситет, мм;  
 $\eta, \eta_0, \eta_m, \eta_r$  - ККД відповідно ефективний, об'ємний, механічний, гідрод-  
 д-равлічний;  
 $\vartheta$  - кількість тепла, кДж;  
 $\lambda$  - теплопровідність, Вт/(м · °С);  
 $\mu$  - динамічна в'язкість, Па · с;  
 $\mu_1$  - коефіцієнт витрат;  
 $\nu$  – кінематична в'язкість, мм<sup>2</sup>/с (сСт);  
 $\rho$  – густина, кг/м<sup>3</sup>;  
 $\sigma$  - механічна напруга, МПа;  
 $\tau$  - час, с;  
 $\phi$  - кут, рад;  
 $\omega$  - кутова швидкість, с<sup>-1</sup>.

Індекси: ном - номінальне значення; т - теоретичне значення; max- максимальне значення; min - мінімальне значення.

**Загальні залежності.** Витоки робочої рідини через кільцеву ексцентричну щілину

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

Для концентричної щілини витоти менше в 2,5 раза. Витоти робочої рідини через плоску щілину довжиною  $l$ , шириною  $b$ , зазором  $\xi$

$$q = 49 b \xi^3 \Delta p / \gamma \nu l. \quad (12.2)$$

Витрати робочої рідини через дросель, близький до діафрагми

$$Q = 1,9 f_{щ} \Delta p^{1/2}. \quad (13.3)$$

Витрати робочої рідини через капіляр ( $l/d > 20$ ) при ламінарному потоці

$$Q = 2642 f_{щ}^2 \Delta p / \nu l. \quad (13.4)$$

**Насоси і гідромотори.** При роботі насоса вхолосту ( $p \approx 0$ ) фактична величина подачі  $Q \approx Q_T = V_0 n / 1000$ . Однак зі збільшенням  $p$  величина  $Q$

зменшується у зв'язку зі збільшенням витоків через зазори в сполученнях пар тертя. Зменшення  $Q$  під тиском характеризується *коефіцієнтом подачі* (об'ємним ККД) насоса  $\eta_0 = Q / Q_T$  (при  $n = \text{const}$ ). Коефіцієнт подачі зростає зі збільшенням  $V_0$ ,  $n$ ,  $v$  і зменшується при зростанні  $p$ . Крім об'ємних в насосі є також механічні втрати на тертя і гідравлічні втрати тиску під час плину потоку робочої рідини через внутрішні канали. Механічні і гідравлічні втрати характеризуються відповідно *механічним*  $\eta_m$  і *гідравлічним*  $\eta_g$  ККД, причому *повний* або *ефективний* ККД  $\eta = \eta_0 \eta_m \eta_g$ . У сучасних насосів  $\eta_g \approx 1$ .

Споживана потужність насоса

$$N_n = M n / 9552,2 = N_{\text{ел}} \eta_{\text{ел}}, \quad (13.5)$$

де  $N_{\text{ел}}$  і  $\eta_{\text{ел}}$  - потужність і ККД приводного електродвигуна.  
Потужність, що віддається насосом (ефективна потужність)

$$N = p Q / 60, \quad (13.6)$$

причому

$$\eta = N / N_n = 159,2 p Q / M n. \quad (13.7)$$

Крутний момент на валу насоса

$$M = p V_0 / 2 \pi \eta_m. \quad (13.8)$$

Номінальна потужність на валу насоса

$$N_{\text{ном}} = p_{\text{ном}} Q_{\text{ном}} / 60 \eta. \quad (12.9)$$

В технічних характеристиках насосів вказують номінальні значення параметрів. При експлуатації насосів в режимах, що відрізняються від номінального

$$Q = Q_{\text{ном}} [n / n_{\text{ном}} - (1 - \eta_{0 \text{ ном}}) p / p_{\text{ном}}] / \eta_{0 \text{ ном}}; \quad (13.10)$$

$$N = [N_0 + (N_{\text{ном}} - N_0) p / p_{\text{ном}}] n / n_{\text{ном}}. \quad (13.11)$$

Для гідромотора

$$Q_T = V_0 n / 1000; M_T = \Delta p V_0 / 2 \pi; N_T = M_T n / 9552,2 = \Delta p Q_T / 60;$$

$$\eta_0 = Q_T / Q; \eta_m = M / M_T; \eta = N / N_T. \quad (13.12)$$



Споживана потужність гідромотора

$$N_n = \Delta p Q / 60. \quad (13.13)$$

Потужність, що віддається гідромотором

$$N = M n / 9552,2. \quad (13.14)$$

Причому

$$\eta = N/N_n = M n / 159,2 \Delta p Q. \quad (13.15)$$

Коефіцієнт нерівномірності обертання гідромотора  $\Omega = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_{\text{ср}}$ , де  $\omega_{\max}$ ,  $\omega_{\min}$ ,  $\omega_{\text{ср}}$  - відповідно максимальна, мінімальна і середня арифметична частоти обертання впродовж одного оберта.

При динамічних розрахунках рівняння руху вала гідромотора має вигляд

$$(I_{\text{ГМ}} + I_{\text{пр}}) d^2 \phi / d \tau^2 = V_0 \Delta p / 2 \pi - M_n - M_{\text{тр}}, \quad (13.16)$$

де  $I_{\text{пр}}$ ,  $M_n$  і  $M_{\text{тр}}$  - момент інерції і моменти відповідно від навантаження і сил тертя, зведені до вала гідромотора;  $\phi$  - кут повороту вала;  $I_{\text{ГМ}}$  - момент інерції гідромотора; зведений момент інерції

$$I_{\text{пр}} = I + \sum I_{0i} (\omega_{0i} / \omega)^2 + \sum m_i (v_i / 60 \omega)^2. \quad (13.17)$$

В даній формулі  $I$ ,  $\omega$  - момент інерції відносно осі обертання деталей, установлених на валу гідромотора, і кутова швидкість обертання вала;  $I_{0i}$ ,  $\omega_{0i}$  - моменти інерції і кутові швидкості решти ланок механізму;  $m_i$ ,  $v_i$  - маси і швидкості ланок механізму, що рухаються поступально.

Кутова швидкість обертання  $\omega$  зв'язана з частотою обертання  $n$  співвідношенням

$$\omega = \pi n / 30 = 0,10472 n.$$

Статична жорсткість гідромотора

$$C = 0,1 V_0 E. \quad (13.18)$$

Власна частота привода з гідромотором

$$f = 0,16 (C / (I_{\text{ГМ}} + I_{\text{пр}}))^{1/2}. \quad (13.19)$$

Для визначення крутного моменту  $M$  гідромотора привода ділильних механізмів (див. рис. 9.2), а також передаточного відношення  $i$  привода рекомендується користуватись наближеною формулою [36]

$$M \approx 1,92 \cdot 10^{-3} I n^2 z / i, \quad (13.20)$$

де  $I, n$  - момент інерції і частота обертання вузла, що повертається (револьверна головка, ділильний стіл, інструментальний магазин);  $z$  - число позицій.

Час розгону механізму

$$\tau = 0,185 I n / (M_i - M_n), \quad (13.21)$$

де  $M_n$  - момент навантаження.

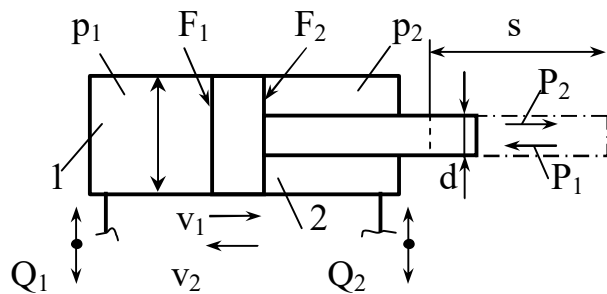


Рис. 13.1. Основні параметри гідроциліндрів

**Гідроциліндри.** Основні параметри поршневого гідроциліндра з одностороннім штоком (рис. 13.1)

$$F_1 = D^2 / 127; \quad F_2 = (D^2 - d^2) / 127. \quad (13.22)$$

Під час руху поршня праворуч, коли поршнева порожнина 1 з'єднана з напірною лінією, а штовкало – зі зливною,

$$P_1 = 100 k_{тр} (p_1 F_1 - p_2 F_2), \quad (13.23)$$

( $k_{тр} = 0,9 \div 0,98$  – коефіцієнт, що враховує втрати на тертя);

$$Q_1 = v_1 D^2 / 1270; \quad Q_2 = v_1 (D^2 - d^2) / 1270; \quad (13.24)$$

$$v_1 = 1270 Q_1 / D^2 = 10 Q_1 / F_1. \quad (13.25)$$

Під час руху поршня ліворуч

$$P_2 = 100 k_{тр} (p_2 F_2 - p_1 F_1); \quad (13.26)$$

$$Q_2 = v_2 (D^2 - d^2) / 1270; \quad Q_1 = v_2 D^2 / 1270; \quad (13.27)$$

$$v_2 = 1270 Q_2 / D^2 = 10 Q_2 / F_2. \quad (13.28)$$

При заданому співвідношенні швидкостей прямого і зворотного ходів ( $v_1 < v_2$ ) у випадку, коли кількість робочої рідини, що надходить в гідроциліндр, є постійною,

$$d = D (1 - (v_1 / v_2))^{1/2}. \quad (13.29)$$

Якщо при диференціальному включенні гідроциліндра обидві його порожнини (при  $F_1 > F_2$ ) з'єднані з напірною лінією ( $p_1 = p_2 = p$ ), з якої в гідроциліндр надходить кількість рідини  $Q$ , і втрати тиску в трубопроводах малі, поршень буде переміщуватись праворуч, причому

$$P_1 = k_{тр} p d^2 / 1,27; \quad (13.30)$$

Таблиця 13.1

Значення коефіцієнта  $k_3$

Спосіб закріплення	$k_3$	Спосіб закріплення	$k_3$
	0,5		1,0
	0,7		1,5
	2,0		2,0

$$v_1 = 1270 Q / d^2 \quad (13.31)$$

Під час руху поршня гідроциліндра праворуч шток навантажується стискальними зусиллями, під дією яких може виникнути його прогин (втрата стійкості). Для усунення цього явища рекомендується за заданою величиною  $s$  визначити зведений хід  $s_{пр} = s k_3$  ( $k_3$  – коефіцієнт закріплення – за табл. 13.1) і далі, враховуючи найбільше значення стискальної сили  $P_1$ , за номограмою рис. 13.2 знайти необхідний діаметр  $d$  штока.

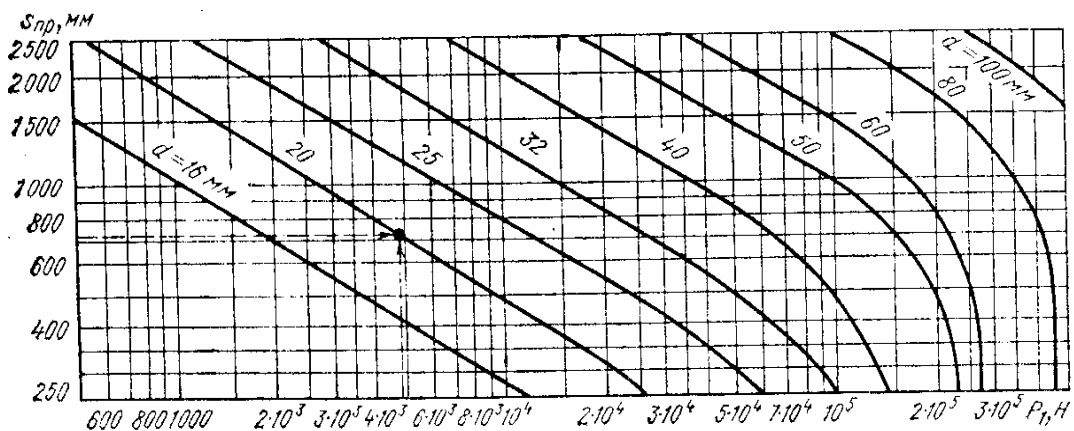


Рис. 13.2. Номограма для визначення діаметра штока (з умов стійкості на повздовжній згин)

В процесі роботи обладнання гідроциліндр долає сили корисного навантаження  $P_n$  (наприклад, сили різання), тертя  $P_{тр}$  в напрямних і ущільненнях, ваги  $G$ , а в динамічних режимах – інерційні навантаження  $P_{ін}$ . В металорізальних верстатах інерційні навантаження, що діють при розгоні і гальмуванні, найчастіше не збігаються за часом з дією сил різання, і в цих випадках навантаження, що долають гідроциліндри під час розгону і гальмування, можуть визначатись за формулами (для вертикального руху), наведеними нижче

$$\begin{aligned}
 P &= m a_1 + G + P_{тр} \text{ (прискорення догори);} \\
 P &= m a_2 + G - P_{тр} \text{ (уповільнення донизу);} \\
 P &= m a_1 - G + P_{тр} \text{ (прискорення донизу);} \\
 P &= m a_2 - G - P_{тр} \text{ (уповільнення догори).}
 \end{aligned}
 \tag{13.32}$$

В даних формулах  $m = m_1 + 1,16 \cdot 10^{-2} (F_1^2 l_1 / d_1^2 + F_2^2 l_2 / d_2^2)$  – зведена до поршня маса рухомих частин гідроциліндра, механізму, що приводиться і маса робочої рідини в напірній і зливній гідролініях;  $F_1, F_2$  – робочі площі гідроциліндра;  $m_1$  – маса рухомих частин гідроциліндра і механізму, що приводиться;  $d_1, l_1, d_2, l_2$  – внутрішні діаметри і довжини відповідно напірного і зливного трубопроводів;  $a_1, a_2$  – прискорення розгону і гальмування

$$a_1 = 0,139 v^2 / x_1; a_2 = 0,139 v^2 / x_2,
 \tag{13.33}$$

де  $v$  – швидкість поршня;  $x_1, x_2$  - шляхи розгону і гальмування.

Для горизонтального руху  $G = 0$ .

**Насосні установки.** На тепловий режим гідропривода оказує значний вплив об'єм бака, оскільки його стінки розсіюють тепло, що виділяється в гідроприводі. Причиною розігріву робочої рідини є втрати потужності в насосі і гідроприводі

$$\begin{aligned}
 N_{втр} &= [(N_1 - p_1 Q_1 / 60) \tau_1 + (N_2 - p_2 Q_2 / 60) \tau_2 + \dots \\
 &+ (N_n - p_n Q_n / 60) \tau_n] / (\tau_1 + \tau_2 + \dots + \tau_n),
 \end{aligned}
 \tag{13.34}$$

де  $N_1, \dots, N_n$  – потужність, що споживається насосом в кожному переході циклу роботи верстата;  $p_1, \dots, p_n$  і  $Q_1, \dots, Q_n$  – відповідно тиски і витрати робочої рідини, що вимагаються для подолання навантаження гідродвигунів на кожному переході циклу;  $\tau_1, \dots, \tau_n$  – час переходів. Для нерегуль-

ованого насоса, що працює при постійному тиску,  $N_1=N_2=\dots=N_n=$   
 $=pQ/(60\eta)$ .

Перевищення стійкої температури робочої рідини в баці ( $^{\circ}\text{C}$ )

$$\Delta t = N_{\text{втр}} 10^7 / k F, \quad (13.35)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі від бака до навколишнього повітря; при відсутності інтенсивної циркуляції повітря поблизу стінок бака  $k=17,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ; при обдуві стінок струменем повітря  $k=23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;  $F$  – розрахункова площа поверхні бака.

Враховуючи, що для практичних розрахунків можна застосовувати формулу  $F = 640 V^{2/3}$ , визначимо об'єм робочої рідини в баці

$$V = 27000 (N_{\text{втр}} / \Delta t)^{3/2}. \quad (13.36)$$

Якщо прийняти  $\Delta t = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , можна визначити необхідний об'єм робочої рідини в баці в залежності від втрат потужності в гідроприводі. Значно зменшити  $V$  можна за рахунок застосування повітряних або водяних теплообмінників, в яких коефіцієнт  $k$  може збільшуватись в 7 - 10 разів (для поверхонь радіатора або змійовика).

Гідроприводи верстатів найчастіше працюють в повторно-коротко-часному режимі; час циклу, як правило, не перевищує 10 хв. В цих умовах електродвигун привода насоса обирається за еквівалентною потужністю

$$N_{\text{екв}} = [(N_1^2 \tau_1 + N_2^2 \tau_2 + \dots + N_n^2 \tau_n) / (\tau_1 + \tau_2 + \dots + \tau_n)], \quad (13.37)$$

причому на кожному з переходів циклу тривалістю  $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$  потужність не повинна перевищувати максимально допустимого значення для обраного типу електродвигуна:  $N_{\text{max}} \approx N_{\text{ном}} (M_{\text{max}} / M_{\text{ном}})$ . Величини  $N_{\text{ном}}$  і  $M_{\text{max}} / M_{\text{ном}}$  визначаються за каталогом електродвигунів; для електродвигунів серії 4А  $M_{\text{max}} / M_{\text{ном}} = 1,7 \div 2,2$ .

**Трубопроводи.** Залежності для визначення числа Рейнольдса, втрат гідравлічного напору по довжині трубопроводу при ламінарному і турбулентному режимах плинину робочої рідини, а також втрат напору в місцевих опорах наведені в довідковій літературі [13].

При виборі діаметра трубопроводу необхідно враховувати рекомендацію СЭВ РС 3644-72, яка регламентує швидкості  $v_m$  потоків робочої рідини в трубопроводах в залежності від їх призначення і номінального тиску:

$p_{\text{ном}}$ , МПа	.....	2,5	6,3	16	32	63	100
$v_m$ , м/с, не більше	.....	2	3,2	4	5	6,3	10

Для зливних ліній звичайно приймають  $v_m = 2 \text{ м/с}$ , а для всмоктувальних  $v_m \leq 1,6 \text{ м/с}$ .

Внутрішній діаметр трубопроводу, через який проходять витрати рідини  $Q$

$$d = 4,6 (Q / v_m)^{1/2}. \quad (13.38)$$

Мінімально допустима товщина стінки трубопроводу

$$j = p d K_B / 2 \sigma_{вр},$$

де  $\sigma_{вр}$  - межа міцності на розтягнення матеріалу трубопроводу;  $K_B$ —коефіцієнт безпеки; для ділянок, на яких тиск змінюється плавно рекомендується [1]  $K_B \geq 2$ , для ділянок з ненапруженим режимом роботи  $K_B \geq 3$ , при пульсаціях і піках тиску  $K_B \geq 6$ . Фірма Parker (США) рекомендує  $K_B = 4 \div 8$ .

Розміри дренажних ліній слід обирати з більшим запасом за витратами.

### 13.2. Основні принципи проектування гідросистем

Верстатні гідроприводи можна класифікувати за тиском, способом регулювання, видом циркуляції, методом керування і контролю.

За тиском розрізняють гідроприводи низького (до 1,6 МПа), середнього (1,6 - 6,3 МПа) і високого (6,3 - 20 МПа) тисків. Перші застосовуються головним чином у верстатах для чистової обробки (шліфувальні, розточні), де мають місце незначні навантаження і вимагається низький рівень коливань тиску. Приводи середнього тиску потужністю до 20кВт застосовуються найчастіше, забезпечуючи високі жорсткість та точність; їх перевага - можливість використання дешевих пластинчастих і шестеренних насосів. Приводи високого тиску на базі поршневих насосів використовують головним чином в потужних протяжних і стругальних верстатах, приводи дозволяють отримувати більшу вихідну потужність при обмежених розмірах гідродвигунів.

Швидкість вихідної ланки об'ємного гідропривода може змінюватись регульованими гідромашинами (насос, мотор) в гідроприводах з *об'ємним регулюванням* або за допомогою апаратів, що регулюють витрати робочої рідини, в гідроприводах з *дросельним регулюванням*. Скорочення втрат енергії і одночасно високу швидкодію можна отримати в гідроприводах з *об'ємно-дросельним регулюванням*, в яких регульовані гідромашини найчастіше насоси) застосовуються разом з апаратами, що регулюють витрати робочої рідини.

Найбільшого розповсюдження у верстатобудівництві отримали гідроприводи з *розімкненою циркуляцією*, в яких робоча рідина з бака всмоктується насосом і з гідросистеми знову зливається в бак. В гідроприводах із *замкненою циркуляцією* робоча рідина, що зливається з гідросистеми

надходить безпосередньо у всмоктувальну лінію насоса, до якої також підключені напірна лінія насоса підживлення і підпірний клапан, що регулює тиск у всмоктувальній лінії. В приводах із замкненою циркуляцією основний насос може бути несамовсмоктувальним. При застосуванні реверсивного насоса можливий реверс гідродвигуна без розподільників. Однак реалізація замкненої циркуляції вимагає застосування гідроциліндрів з рівними (або близькими) робочими площами, оскільки в іншому випадку подача насоса підживлення може бути недостатньою для компенсації різниці потоків: того, що нагнітається в гідросистему і повертається з неї.

За методом керування і контролю розрізняють гідроприводи циклового керування (з контролем за шляхом, тиском або часом), а також гідроприводи зі *слідкуючим, адаптивним* або *програмним керуванням*. При найбільш простому і надійному цикловому керуванні з контролем за шляхом команда на виконання чергового переходу циклу обробки надходить від засобів шляхового контролю реалізації попереднього переходу (за допомогою шляхових розподільників, розподільників з електрокеруванням від кінцевих вимикачів або датчиків положення робочих органів). Під час контролю за тиском режими руху перемикаються за допомогою гідроклапанів тиску або за командами, що надходять від реле тиску. Даний метод часто застосовується при роботі за жорсткими упорами, в затискувальних механізмах, системах контролю перевантажень і т.п. Надійність методу обмежена в зв'язку з можливістю помилкових спрацьовувань реле тиску при наявності гідроударів і піків тиску в гідросистемі. Контроль за часом застосовується порівняно рідко, головним чином у випадках, коли визначений час на здійснення того чи іншого переходу циклу обумовлюється техпроцесом обробки.

Конструкція гідропривода і його основні параметри визначаються типом верстата, для якого він призначений, тому розробка гідропривода повинна починатись з аналізу технічного завдання (ТЗ). Даний документ складається провідним розробником верстата і містить його загальний опис, включаючи механічну частину, електричні і гідравлічні вузли (функціонально) з попереднім компонованням на верстаті гідродвигунів, насосної установки, а також вказанням можливих місць розташування гідроапаратури. В ТЗ наводяться методи керування і контролю, необхідні блокування, навантажувальні характеристики і режими руху (переміщення, швидкості, прискорення, шляху гальмування і розгону) кожного робочого органа, циклограма робочого циклу верстата, необхідні засоби діагностики технічного стану, основні вимоги надійності, а також, при необхідності, інші відомості (точність, дискретність переміщень, жорсткість, вібрації, шум, якість перехідних процесів, температура робочої рідини, точність гідравлічного зрівноваження, можливості регулювань, необхідність зупинки гідродвигунів в проміжних положеннях, час вистою).

Спеціаліст-гідравлік разом із провідним розробником конкретизує і уточнює ТЗ з врахуванням специфіки гідропривода. Для зручності обслу-

говування і безпеки зовнішніх витоків гідроапаратуру зручно розташовувати безпосередньо на панелі (або у шафі) насосної установки, однак в цьому випадку між установкою та верстатом з'являється велика кількість трубопроводів. Для складних гідросистем буває доцільнішим згрупувати апарати на панелях за функціональним призначенням, розташувати панелі поблизу виконавчих органів і зв'язати з насосною установкою напірною, зливною і дренажною лініями.

Далі спеціаліст-гідрравлік аналізує різноманітні варіанти принципової гідросхеми. При цьому розв'язуються питання техніки безпеки, в тому числі при різноманітних порушеннях в роботі гідрообладнання (випадкові падіння тиску, згоряння обмотки електромагніта, засмічення малих отворів); вводяться блокування, що усувають несумісні рухи, падіння вертикально розташованих робочих органів, вмикання рухів при відсутності мастила і т.п.; забезпечується необхідний мінімум регулювань.

Особлива увага приділяється скороченню енергетичних втрат. Звичайно в гідросистемах верстатів температура робочої рідини не перевищує 55 °С, і лише в найпростіших гідроприводах, до стабільності роботи яких не пред'являється високих вимог, може сягати 70 °С. Підтримання теплового режиму гідропривода, в якому є значні втрати потужності внаслідок дроселювання робочої рідини, - досить складна технічна проблема, що вимагає суттєвого збільшення об'єму бака або застосування ефективної системи штучного охолодження. В останньому випадку ми спочатку даремно витрачаємо потужність в гідроприводі, а потім витрачаємо додаткову потужність на роботу системи охолодження.

Враховуючи, що при  $p = \text{const}$  потужність  $N$  пропорційна  $Q$  (або швидкості руху робочого органа), можна побудувати графік (рис. 13.3, а), що характеризує співвідношення між корисною потужністю і потужністю, що втрачається в найпростішому гідроприводі з нерегульованим насосом, який забезпечує цикл руху: швидке підведення - робоча подача - швидке відведення. З графіка видно, що якщо при швидкому підведенні ( $Q_{\text{шп}}$ ) втрати потужності порівняно невеликі, то при робочій подачі ( $Q_{p,n}$ ) втрачається майже вся потужність  $N_{\text{сп}}$ , що споживається. Максимальні втрати, а отже, і максимальний розігрів робочої рідини відбувається при відсутності корисного навантаження на гідродвигуни, а зі збільшенням навантаження зменшуються втрати і полегшуються умови охолодження, тобто нагрів машини зменшується зі зростанням навантаження (в механічних системах - навпаки).

Розглянемо деякі способи скорочення втрат енергії.

1. Застосування двох насосів з гідропанеллю ГЗЗ-1. Втрати в цьому випадку суттєво менші (див. рис. 13.3, б), оскільки при зміні витрат  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$  автоматично перемикаються насоси і відповідно змінюється потужність:  $N_{\text{сп1}}$ ,  $N_{\text{сп2}}$ ,  $N_{\text{сп3}}$ .



2. Використання насосів, наприклад 2Г15-14. Графік потужності для подібного випадку показаний на рис. 13.3, в.

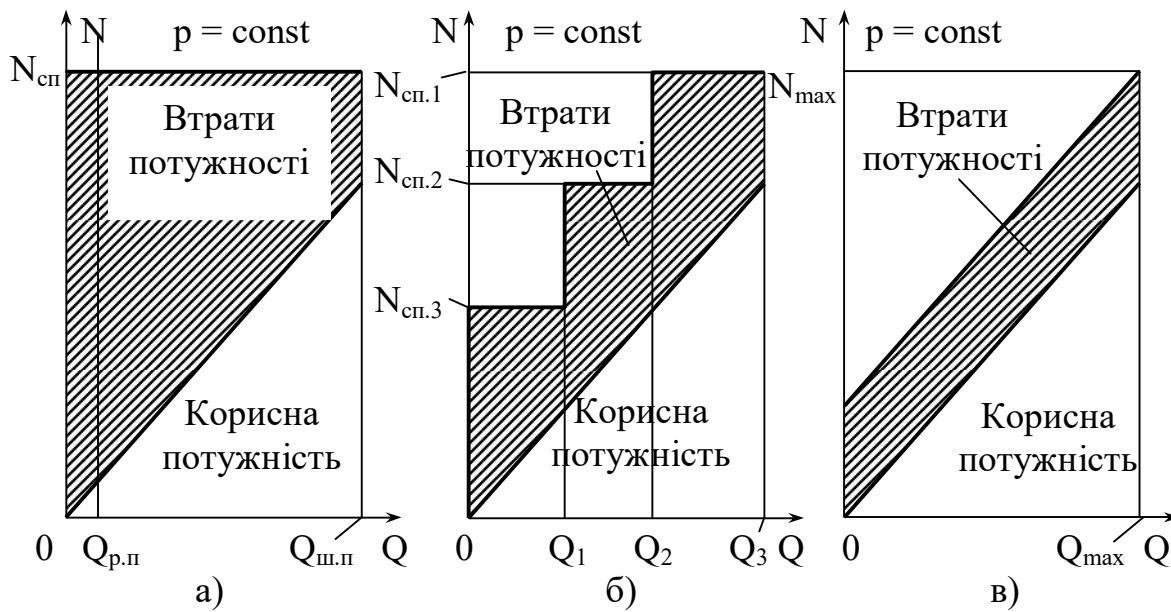


Рис. 13.3. Залежність потужності в гідроприводі від витрат

3. Застосування двох насосів з розділювальною панеллю Г53-2.

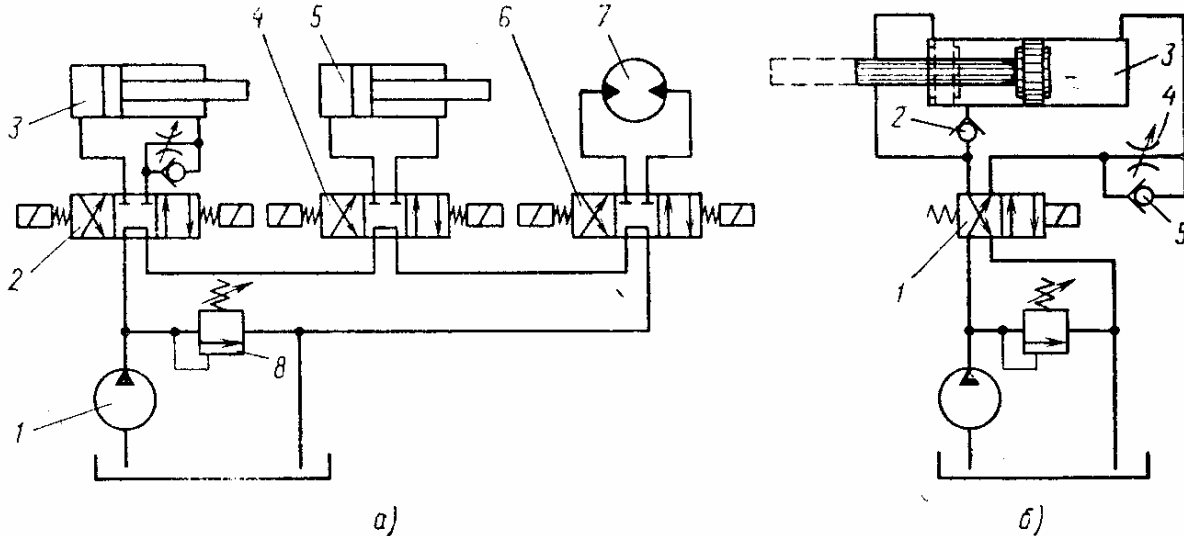


Рис. 13.4. Схеми розвантаження

4. Розвантаження гідросистеми від тиску при зупинці робочого органа за допомогою розподільників, які з'єднуюють в середній позиції напірну і зливну лінії, коли гідродвигун живиться від окремого насоса. Коли насос 1 (рис. 13.4, а) застосовується для декількох гідродвигунів (3, 5 і 7), розподільники 64-го виконання за схемою 2, 4 і 6 вмикаються таким чином, що при їх нейтральному положенні напірна лінія гідросистеми з'єднується з баком. При вмиканні будь-якого з розподільників розвантаження насоса припиняється, і тиск в системі визначається настроюванням клапа-

на 8. При одночасному вмиканні двох розподільників гідродвигуни вмикаються послідовно, що обмежує зусилля (або моменти), які вони розвивають.

5. Розвантаження за допомогою запобіжного клапана непрямої дії з електричним керуванням розвантаженням. В цьому випадку електрична команда на розвантаження подається в моменти часу циклу, коли не вимагається створення тиску в гідросистемі. В гідроприводах деяких будівельно-дорожніх машин лінія дистанційного розвантаження запобіжного клапана послідовно проходить через спеціальні проточки всіх розподільників (або пілотів при електрогідравлічному керуванні) і при нейтральному положенні розподільників з'єднується з баком. При вмиканні будь-якого з розподільників дана лінія перекривається, в результаті чого припиняється режим розвантаження, і в гідросистемі з'являється повний робочий тиск.

6. Застосування гідроакумулятора і розвантажувального клапана.

7. Використання найбільш економічних схем установки дроселя в гідросистемах. Якщо гідродвигун отримує живлення від індивідуального насоса, мінімальні енергетичні втрати можливі при установці дроселя в паралельній гідролінії, або регулятора витрат МПГ55-1 із запобіжним клапаном, оскільки в цих випадках тиск в напірній лінії приблизно відповідає навантаженню на гідродвигуні (при використанні регуляторів МПГ55-2 і МПГ55-3 тиск завжди максимальний).

8. Заміна дросельного регулювання швидкості об'ємним.

9. Вибір параметрів нерегульованих насосів з мінімально допустимим запасом по відношенню до максимальних витрат робочої рідини і тиску в циклі роботи верстата. Наявність надмірно великих запасів по тиску і витратах погіршує тепловий режим гідросистеми. В ряді випадків, коли один з гідродвигунів рухається короткочасно з великою швидкістю, наявність гідроакумулятора дозволяє використовувати насос з меншою подачею.

10. Застосування апаратів пропорційного керування, що дозволяють дистанційно змінювати подачі насоса, тиск, дроселювання потоку, забезпечуючи оптимальні умови роботи гідропривода.

11. Установка безпосередньо в гідроциліндрі 3 (рис. 13.4, б) зворотного клапана 2, через який робоча рідина в кінці ходу поршня зливається з напірної лінії в бак. При зворотному руху клапани 2 і 5 запираються, і робоча рідина через розподільник 1 надходить в штокову порожнину гідроциліндра, а з його поршневої порожнини через дросель 4 і розподільник 1 витискається в бак.

12. Збільшення прохідних перерізів апаратів і трубопроводів.

13. Застосування робочих рідин відповідної в'язкості. Втрати потужності можуть зростати як при зменшенні в'язкості у порівнянні із вказаною в паспорті верстата (в зв'язку зі зростанням внутрішніх витоків), так і при її збільшенні (в зв'язку зі зростанням втрат тиску).

Після складання принципової схеми, орієнтуючись на визначений тип насоса, попередньо встановлюють величину робочого тиску в гідроприводі (найчастіше  $p = 4 \div 6$  МПа), бажано з деяким запасом, який при необхідності може бути використаним при відлагодженні обладнання. Враховуючи, що втрати тиску можуть сягати 10% від робочого тиску (в гідроприводах низького тиску, наприклад шліфувальних верстатів, до 20%), визначають максимальний тиск в гідродвигунах, рівний **(0,8 ÷ 0,9) p**. Аналізуючи графіки руху, визначають максимальні тягові зусилля (або крутні моменти), а отже, - площу поршня гідроциліндра або робочий об'єм гідромотора [див. формули (13.23), (13.26), (13.12)].

При відомих швидкостях руху і розмірах гідродвигунів, за циклограмою можна знайти потрібні витрати робочої рідини на кожному з переходів і з деяким запасом (для компенсації витоків і забезпечення нормальної роботи запобіжного клапана, якщо він є) - подачу насоса гідропривода.

Далі у відповідності з принциповою схемою приступають до підбору апаратури та інших вузлів гідропривода за їх функціональним призначенням і величиною умовного проходу, віддаваючи перевагу уніфікованим виробам, які добре зарекомендували себе в промисловості; розраховують прохідні перерізи трубопроводів за формулою (13.38) в залежності від витрат робочої рідини  $Q$ , що проходять по тій або іншій ділянці гідросистеми, і рекомендованої швидкості  $v_m$ .

За формулою 13.9 знаходиться споживана потужність насоса; за (13.37) підбирається електродвигун привода (з перевіркою за максимальною потужністю). На основі теплового розрахунку [див. (13.34) - (13.36)] обирається необхідний об'єм бака або приймається рішення про застосування теплообмінників. Доцільно використання уніфікованих установок [7].

При викреслюванні принципової схеми гідропривода всі елементи, як правило, зображуються у вихідному положенні (розподільники при відключених магнітах і т.п.). Кожний елемент повинен мати літерно-цифрове позиційне позначення. Застосовуються літери: А - пристрій; АК - гідроаккумулятор; Б - бак; Д - гідродвигун поворотний; ДП - дільник потоку; ДР - дросель; ЗМ - гідрозамок; К - клапан; КТ - гідроклапан тиску; КЗ - зворотний клапан; КЗП - запобіжний клапан; КР - редуційний клапан; М - гідромотор; МН - манометр; Н - насос; НА - насос аксіально-поршневий; НП - насос пластинчастий; НР - насос радіально-поршневий; Р - розподільник; РТ - реле тиску; РВ - регулятор витрат; Ф - фільтр; Ц - гідроциліндр. В межах групи елементи можуть мати порядкові номери, наприклад, Р1, Р2, Р3. Позиційні позначення розташовуються праворуч або зверху відносно умовно-графічного позначення елемента. Розташування графічних позначень елементів і пристроїв (наприклад, гідропанелей) на схемі повинно приблизно відповідати їх дійсному розташуванню у виробі. При викреслюванні умовних позначень гідродвигунів рекомендується дотримуватись певного масштабу (діаметри гідроциліндрів, величина ходу і т.п.); теж саме відноситься і до інших вузлів (апаратура з різноманітними  $D_y$ , насоси,

фільтри і т.п.). Поблизу гідродвигунів ставляться стрілки, які вказують напрямок дії (наприклад, “затискання”, “фіксація”). На принциповій схемі у вигляді таблиці слід наводити перелік елементів у алфавітному порядку з їх позиційним позначенням, найменуванням, типом і кількістю; в примітках вказуються основні параметри (робочий тиск, витрати, розміри гідродвигунів, швидкості руху та інші). Однотипні елементи (наприклад, розподільники Р7 ... Р12) записуються в один рядок. Всім лініям зв'язку присвоюються порядкові номери 1, 2, 3, ..., як правило, в напрямку потоку; дренажні лінії нумеруються в останню чергу. Номери звичайно ставляться поблизу обох кінців ліній, причому номери відповідних трубопроводів на схемі з'єднань, що складається розробником верстата, і на принциповій схемі повинні збігатися. Крім переліку елементів на принциповій схемі наводиться таблиця всіх основних рухів, що реалізуються гідроприводом, з вказанням номерів електромагнітів розподільників, які вмикаються при цьому.

В розділі “Гідрообладнання” poradnika z eksploatacii navodиться opis i ciklograma roboti gidroprivoda, tipi i parametri komplektuyuchix virobiv, regulovальні дані (тиски, витрати), тип робочої рідини і місткість гідробака, вказівки з монтажу та експлуатації, можливі несправності гідропривода і способи їх усунення. Рекомендується докладно описувати всі можливі несправності.

## 14. Загальні положення пневматики та пневмоприводів

### 14.1. Пневматичні приводи і їх основні елементи

Пневматичні приводи отримали широке розповсюдження в різноманітних галузях промисловості і сільського господарства: у верстатному будівництві, транспортному машинобудуванні, ливарному і ковальському виробництві, поліграфічному машинобудуванні, будівництві і автомобілебудуванні, літакобудуванні, в ракетобудуванні, в шкіряній і харчовій промисловості. Що стосується машинобудування: вони використовуються в якості приводів затискувальних і транспортних механізмів з метою дистанційного керування і регулювання, в системах гальмування і автоматизації, в якості контрольно-вимірювальних приладів.

Широке застосування пневматичних приводів пояснюється їх надійністю, а також пожежо- і вибухобезпечністю. Хоча пневматичні приводи поступаються електричним за швидкістю, однак для більшості систем автоматизації виробничих процесів швидкість їх спрацьовування виявляється цілком достатньою. Великі перспективи у відношенні підвищення швидкодії має струминна техніка - «пневмоніка». У порівнянні з гідравлічними пневматичні приводи мають більші швидкості спрацьовування і більш прості конструкції. У пневматичних приводів значно коротші лінії повернення; до них пред'являють менші вимоги у відношенні герметичності. Внаслідок особливостей фізичних властивостей повітря робота пневматичної системи меншою мірою залежить від коливань температури, ніж у гідравлічних систем

До недоліків пневматичних приводів відносяться більші їх габарити у порівнянні із гідравлічними, а при рівних габаритах – менші зусилля, що розвиваються. Це пояснюється високим тиском масла у порівнянні із тиском стисненого повітря. Внаслідок стисненості повітря пневматичні силові системи не завжди забезпечують необхідну плавність ходу і не можуть бути використаними в тих випадках, коли вимагається точно здійснити заданий закон руху. Неминучі витоки повітря із системи значно знижують її ККД. Не дивлячись на названі недоліки пневматичні приводи можуть з успіхом застосовуватись в тих випадках, коли недоліки не мають істотного значення або коли можуть бути частково або повністю усунені.

В більшості пристроїв тиск стисненого повітря коливається від 3 до 6 МПа і вище.

Основним елементом пневматичного привода є *пневматичний пристрій* - пристрій, в якому використовуються фізичні властивості стисненого повітря як енергоносія. Вказані властивості повітря можуть проявлятися у вигляді тиску на поверхню механічного елемента (поршень, мембрану) або у вигляді аеродинамічного ефекту в струминних елементах.

Звичайно в пневматичних пристроях є механічні частини, які переміщуються в процесі роботи: поршні, клапани, мембрани, сильфони. В деяких пристроях механічні рухомі частини відсутні, наприклад, в струминних елементах різноманітних типів. Є також пневматичні пристрої, які міс-

тять рухомі механічні частини, що настроюються до початку робочого циклу і залишаються нерухомими під час роботи. До них можна віднести, наприклад, регульовані дроселі різноманітних типів.

*Пневматичний привод* являє собою сукупність взаємозв'язаних пневматичних пристроїв, що забезпечують заданий рух робочих органів машини-автомата. Дані пневматичні пристрої за своїм функціональним призначенням діляться на виконавчі, розподільні і керуючі. *Виконавчі пристрої* (пневмодвигуни) призначені для перетворення енергії стисненого повітря в механічну енергію руху робочих органів машини, що виконують задану технологічну операцію. *Розподільні пристрої* (пневморозподільники) призначені для направлення потоків стисненого повітря з магістралі в робочі циліндри виконавчих пристроїв і з робочих циліндрів в атмосферу. *Керуючі пристрої* (апаратура контролю, регулювання і керування) призначені для забезпечення заданої послідовності переміщення робочих органів машини у відповідності із законом їх руху, що вимагається. Таке ділення пристроїв має умовний характер, оскільки в деяких випадках розподільні або виконавчі пристрої можуть виконувати і функції керування. Приводи включають також апаратуру системи підготовки повітря, систему трубопроводів (пневмолінії), різноманітні допоміжні пристрої: індикатори, глушники шумів, захисні і запобіжні клапани і інші.

В залежності від виду енергії повітря, що використовується розрізняють пневматичні пристрої динамічного і об'ємного типу: *динамічні* перетворюють кінетичну енергію потоку, *об'ємні* – потенційну енергію тиску повітря.

В пневматичній системі з автоматичним керуванням двома пневмо-

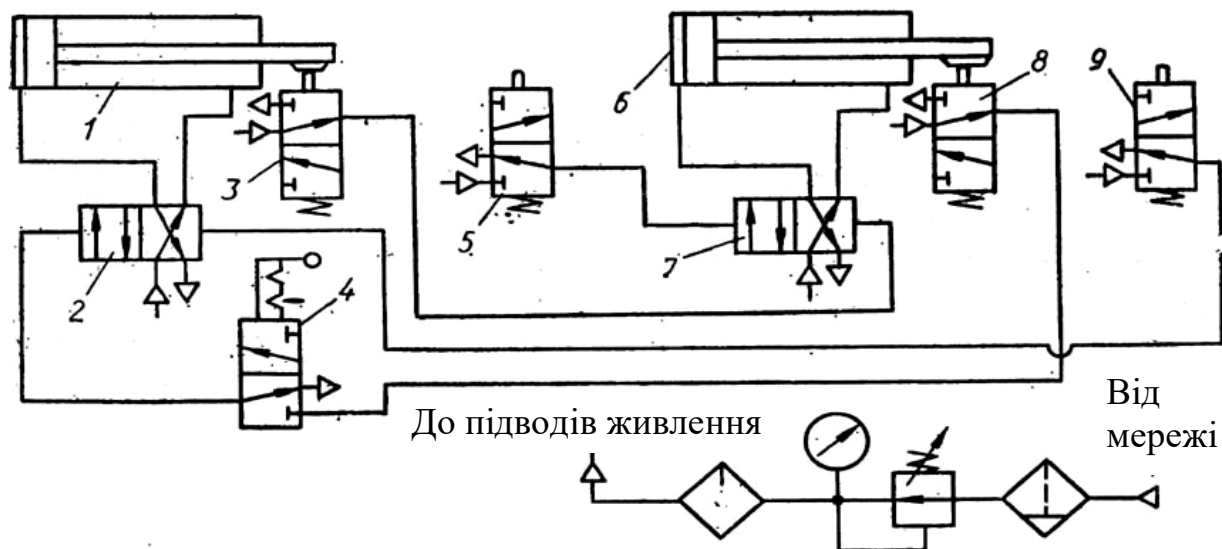


Рис. 14.1. Схема пневмосистеми з автоматичним керуванням

циліндрами (рис. 14.1) пневмоциліндри 1 і 6 виконують такий замкнений цикл рухів: хід вперед поршня пневмоциліндра 1 – хід вперед поршня пневмоциліндра 6 – хід назад поршня пневмоциліндра 1 – хід назад поршня пневмоциліндра 6. В схемі використані двопозиційні розподільники 2 і 7 з

пневмокеруванням. Контроль виконання рухів, що вимагаються за циклом і керування розподільниками здійснюється за допомогою кінцевих вимикачів 3, 5, 8 і 9. Стиснене повітря від джерела живлення 10 через фільтр – вологовідокремлювач 11, редукційний клапан 12 і маслорозпилювач 13 надходить на входи пневморозподільників і вимикачів. Тиск повітря контролюється манометром 14.

На схемі поршні пневмоциліндрів показані у вихідному положенні. Кулачки, установлені на їх штоках, впливають на вимикачі 3 і 8, на виходах яких утворюються командні сигнали. Вимикач 3 подає сигнал в праву порожнину керування розподільника 7, утримуючи його в переключеному ліворуч положенні. Сигнал від кінцевого вимикача 8 перерваний пневмотумблером 4. При короткочасному вмиканні пневмотумблера даний сигнал перемикає розподільник 2 праворуч. Перемикання можливе, оскільки інша (права) порожнина керування розподільника зв'язана при цьому з атмосферою через вимикач 9. Наступне вмикання пневмотумблера знову перериває подачу командного сигналу, але розподільник залишається в переключеному положенні, механічно його “запам'ятовуючи”, і поршень пневмоциліндра 1 починає рух праворуч. На початку цього руху права порожнина керування розподільника 7 сполучається через вимикач 3 з атмосферою. Вимикач 5, що контролює спрацьовування пневмоциліндра 1, подає сигнал на перемикання розподільника 7 праворуч тільки наприкінці ходу поршня пневмоциліндра 1. Цим блокується подача наступної за циклом команди до виконання попередньої команди. В кінці ходу праворуч поршня пневмоциліндра 6 кінцевий вимикач 9 перемикає розподільник 2 ліворуч, що викликає зворотний хід пневмоциліндра 1. Після цього вимикач 3 вмикає останній рух циклу – зворотний хід пневмоциліндра 6. Після його виконання кінцевий вимикач 8 подає команду на перемикання розподільника 2 і початок нового циклу, але при вимкненому пневмотумблері 4 команда переривається і система зупиняється у вихідному положенні.

Якщо під час пуску пневмотумблер залишити включеним, пневмосистема буде відпрацьовувати цикл за циклом, зберігаючи задану послідовність роботи пневмоциліндрів. Виключити пневмотумблер можна в будь-який момент роботи системи, що призведе до її автоматичної зупинки у вихідному положенні після виконання всіх операцій поточного циклу.

Виконавчий пристрій є основним елементом в структурі пневматичних приводів. Від його типу, конструктивних розмірів і потрібних динамічних характеристик залежать вибір схеми керування, типаж апаратури контролю, регулювання і керування, розміри прохідних перерізів пневмоліній і пневмоапаратів. Виконавчі пристрої можна розділити на: *поршневі і плунжерні* (пневмоциліндри); *з пружними елементами*: мембраною, шлангом, сільфоном; *поворотні пневмодвигуни* з обмеженим кутом повороту; *роторні пристрої* (пневмомотори). Пристрої перших двох типів здійснюють зворотно-поступальний рух, третього і четвертого – обертальний. Найбільше розповсюдження отримали поршневі пристрої.

Пневматичні пристрої бувають *двосторонніми*, в яких стиснене повітря подається в обидві порожнини і *односторонніми*, в яких робочою є тільки одна порожнина. Останні застосовують звичайно для переміщення робочих органів машин на невеликі відстані. Повернення у вихідне положення може здійснюватись також за рахунок зовнішніх по відношенню до пристрою сил (пружності, тяжіння). Останні пристрої використовують і при великій довжині ходу (підйомники). Крім цього, пристрої зі зворотно-поступальним рухом вихідної ланки класифікуються на двопозиційні і багатопозиційні, одноступінчасті і телескопічні. Поворотні пневмодвигуни можуть бути шибєрними, поршневыми або мембранними. Найбільш розповсюдженими пневмомоторами є шєстерєнні, поршневі і шибєрні.

Розподільні пристрої пневмосистем можуть мати ручне, механічне, електричне, гідравлічне або пневматичне керування. В системах з силовими пневматичними виконавчими пристроями доцільно застосовувати пневматичне керування.

Крім функції розподілення повітря в пневматичних приводах, розподільники виконують також функції керування виконавчими пристроями. Розподільним органом може бути циліндричний або плоский золотник, клапан, кран і т.д. Відміна між окремими видами розподільників полягає в кількості зовнішніх сполучних каналів, в числі позицій розподільного органу, а також в способі перемикання. В деяких випадках розподільник об'єднується в однієї конструкції з виконавчим пристроєм.

Керуючі пристрої повинні забезпечити перемикання розподільників у відповідності із заданими умовами роботи. Методи задання умов роботи привода можуть бути досить різноманітними. Найчастіше вони записуються у вигляді діаграми, яка представляє собою визначену послідовність переміщень робочих органів виконавчих пристроїв або, точніше, послідовність зміни станів виконавчих пристроїв.

Керування робочими органами може здійснюватись електричними, гідравлічними і пневматичними пристроями. Найбільш розповсюдженими для машинобудівних дискретних процесів в теперішній час є розподільники і пристрої керування, побудовані на базі універсальної системи елементів промислової пневмоавтоматики УСЕППА (мембранні реле, клапани з літаючою мембраною). Останнім часом в машинобудуванні широко використовуються струминні елементи.

В подальшому ми будемо називати *системою керування* сукупність керуючих пристроїв, що виконують логічні функції для здійснення заданої послідовності рухів виконавчих пристроїв. Таким чином, структурний синтез пневмоприводів машин-автоматів зводиться до структурного синтезу системи керування виконавчими і розподільними пристроями.

До керуючих пристроїв відносяться також *датчики стану*, за допомогою яких в систему керування вводиться інформація про стан виконавчих пристроїв і зовнішнього середовища (наявність або відсутність оброблюваних деталей, справність інструмента, перехід на автоматичний або нала-



годжувальний режим і т.д.). Датчиками стану можуть бути кінцеві перемикачі (наприклад, триходові розподільники, пневматичні кнопки). Сигнали, що надходять на вхід датчика: механічні (від кулачка на штоці - на важіль кінцевого перемикача в кінці робочого ходу), електричні (від реле часу), - повинні перетворюватись в пневматичні сигнали на виході

До керуючих пристроїв відносяться і *задатчики закону руху* робочих органів виконавчого пристрою. В якості прикладу задатчика можна навести дросель, що установлюється в лінії підведення або вихлопу, за допомогою якого регулюється час переміщення поршня з одного крайнього положення в інше. Звичайно задатчик закону руху розташовується в одному корпусі зі зворотним клапаном, який вільно перепускає повітря лише в одному напрямку. В залежності від установки зворотного клапана розрізняють два способи керування швидкістю поршня виконавчого пристрою – дроселюванням на вході і дроселюванням на виході.

До пристроїв керування відносяться також пристрої для витримки часу (пневматичні реле), що застосовуються в тих випадках, коли сигнал на вхід певного пристрою необхідно подати через деякий проміжок часу.

За характером автоматичного керування пневмоприводи машин-автоматів розділяються на групи: приводи, керування якими здійснюється в функції часу (приводи з *часовим керуванням*); приводи, керування якими здійснюється в функції переміщення робочого органу (*з шляховим керуванням*); приводи з *керуванням в функції тиску* стисненого повітря.

В приводах з часовим керуванням керуючий пристрій являє собою командоапарат, що посиляє сигнали на вхід розподільника через визначені проміжки часу. Даний пристрій звичайно містить вал із закріпленими на ньому регульованими кулачками. При обертанні вала з постійною швидкістю кулачки натискають на відповідні перемикачі, які подають сигнали розподільникам, що керують роботою виконавчих пристроїв у відповідності із заданою діаграмою послідовної дії. Інтервали часу між сигналами визначаються профілем кулачків. Перевагою подібних пристроїв керування є простота, недоліком – відсутність контролю виконання попередніх операцій, що викликає збільшення часу циклу і створює небезпеку порушення роботи автомата або навіть його аварії.

При шляховому керуванні перехід системи до кожного такту здійснюється після подачі сигналу про виконання операції попереднього такту. В цьому випадку можливі два види керування: *централізоване* – за допомогою крокового командоапарата з електричним або пневматичним приводом і *децентралізоване* – за допомогою певним чином спроектованої системи взаємозв'язаних пневматичних пристроїв (системи керування). Як і при часовому керуванні, основною перевагою командоапаратів даних видів є простота застосування їх в готовому вигляді для потрібного циклу (без попереднього проектування). Недоліком їх є структурна складність, яка обумовлює порівняно високу вартість. Найбільш розповсюдженим в

промисловості в наш час є децентралізоване шляхове керування пневмоприводами машин - автоматів.

При керуванні по тиску використовуються клапани послідовної дії, які спрацьовують після того, як тиск повітря в порожнині виконавчого пристрою досягає певного значення. Даний вид керування застосовується в тих випадках, коли неможливі два попередні види. Наприклад, в затискувальних пристроях, у яких величина робочого ходу значно змінюється внаслідок великого діапазону видхилень в розмірах деталей, що затискаються.

Аналізуючи пневматичні приводи (див. рис. 14.1), бачимо, що вони складаються з окремих пневматичних пристроїв, з'єднаних між собою трубопроводами, причому всі вони працюють у визначеній послідовності. Для визначення часу робочого циклу усього привода, необхідно визначити час спрацьовування кожного пристрою окремо, а також час передачі сигналів у вигляді тиску стисненого повітря в процесі плину його по трубопроводах. Крім цього, час спрацьовування виконавчих і розподільних пристроїв включає тривалість передачі сигнала на їх входи від пристрою керування. Аналогічно можна розрахувати і час спрацьовування керуючих пристроїв. Таким чином, визначення часу робочого циклу пневмопривода зводиться до динамічного аналізу пристроїв, що входять до його складу.

#### 14.2. Фізико-механічні характеристики повітря

Повітря, що застосовується в якості робочого середовища в пневматичних системах, має практично однаковий хімічний склад (78,02% азота; 20,9% кисню; 0,9% благородних газів; 0,03% вуглекислого газу; 0,05% водяної пари і випадкових домішок), і його фізичні властивості підпорядковуються завжди одним і тим самим законам.

Гази і крапельні рідини, такі, як вода або масло, мають багато загальних властивостей, наприклад, плинність, безперервність, інерційність. Рух їх підпорядковується аналогічним закономірностям. В той же час газам властиві деякі істотні відмінності у порівнянні із крапельними рідинами. З точки зору теорії і розрахунку пневмопристроїв найважливішими з них є більша стисненість і перемінна густина, яка залежить від тиску і температури.

Основна вимога до повітря, що використовується в пневмосистемах, полягає в тому, щоб воно було очищеним від механічних домішок, що насичують його у вигляді пилу. Крім того, бажано, щоб повітря містило як можна менше вологи, яка при значному розрідженні конденсується і осідає на деталях пневматичних пристроїв у вигляді роси і навіть льоду. Якщо повітря застосовується в пристроях, що контактують воно повинно бути очищеним і від домішок масла.

Основні параметри, що характеризують стан повітря, - це тиск, температура та густина або питомий об'єм.

В теоретичних розрахунках завжди враховують *абсолютний тиск повітря*, що дорівнює сумі *надлишкового* (манометричного) і *атмосферного* (барометричного) тисків

$$p = p_n + p_a. \quad (14.1)$$

У вакуумних пристроях абсолютний тиск визначає розрідження, яке дорівнює різниці атмосферного  $p_a$  і абсолютного тиску у вакуумній порожнині – вакууметричного  $p_v$  тиску:

$$p = p_a - p_v. \quad (14.2)$$

Для вимірювання *температури* звичайно використовують Міжнародну практичну температурну шкалу з температурою  $t$  в градусах Цельсія ( $^{\circ}\text{C}$ ). В теорії пневматичних пристроїв застосовують рівняння термодинаміки і враховують термодинамічну температуру  $T$  в кельвінах (К). Зв'язок між температурами має вигляд  $T = t^{\circ} + 273^{\circ}$ .

*Питомий об'єм*  $v = V / m$ , де  $V$  - об'єм, займаний повітрям,  $\text{м}^3$ ;  $m$  – маса повітря, кг.

Відношення маси повітря до об'єму називається *густиною*:  $\rho = m / V$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$ . Густина повітря являє собою величину, обернену питомому об'єму:  $\rho = 1 / v$ . Внаслідок стисненості повітря величини  $v$  і  $\rho$  змінюються в широких межах, тому прийнято визначати їх для фіксованих умов. Для повітря при тиску  $p = 0,1013$  МПа (760 мм. рт. ст.) і температурі  $T = 273$  К ( $t=20^{\circ}\text{C}$ ) питомий об'єм  $v = 0,83$   $\text{м}^3 / \text{кг}$ ; густина  $\rho = 1,207$   $\text{кг} / \text{м}^3$ .

Параметри стану повітря зв'язані між собою рівнянням стану. При робочих тисках до 1 МПа і діапазоні температур від  $-40$   $^{\circ}\text{C}$  до  $+70$   $^{\circ}\text{C}$  для стисненого повітря з достатньою для практики точністю можна користуватись рівнянням Клапейрона – Менделєєва для ідеального газу

$$pV = RT, \text{ або } pV = mRT, \quad (14.3)$$

де  $R$  – питома газова постійна, яка являє собою роботу, що виконується одним кілограмом газу при зміні його температури на один градус при постійному тиску. Для сухого повітря  $R = 287$  Дж/ (кг · К). Для вологого повітря значення  $R$  дещо зростає, чим звичайно нехтують.

З інших величин, які характеризують фізичні властивості повітря, відмітимо ще його в'язкість, вологість і теплоємність.

*В'язкість* повітря характеризує сили внутрішнього тертя при русі повітряного потоку і оцінюється коефіцієнтом динамічної  $\mu_d$  або кінематичної  $\nu$  в'язкості. Зв'язок між коефіцієнтами в'язкості виражається формулою  $\mu_d = \nu\rho$ . В'язкість повітря істотно залежить від температури

$$\mu_d = \mu_{d0} (T / 273)^{0,75}, \quad (14.4)$$

де  $\mu_d$  - коефіцієнт динамічної в'язкості при абсолютній температурі  $T$ ;  $\mu_{d0}$  - теж саме, при температурі 273 К:  $\mu_{d0} = 17,2 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2$ .

Повітря може бути сухим і вологим. *Вологе повітря* містить у собі водяну пару. Кількість пари у повітрі обмежена і залежить від температури. Наприклад, при температурі  $0^\circ\text{C}$  і атмосферному тиску  $1 \text{ м}^3$  повітря може містити до 4,8 г водяної пари; при  $30^\circ\text{C}$  – до 30,4 г; при  $100^\circ\text{C}$  – до 597,7 г. Відношення кількості водяної пари, що міститься в  $1 \text{ м}^3$  повітря при цій же температурі, до максимально можливої його кількості при цієї ж самій температурі називають *відносною вологістю*. При пониженні температури суміш повітря з водяною парою стає перенасиченою і надлишок пари конденсується у вигляді роси. Цим користуються, осушуючи повітря.

*Питомою теплоємністю* є кількість тепла, необхідна для нагрівання одиниці маси повітря на один градус. Розрізняють питомі теплоємності при постійному тиску  $c_p$  і при постійному об'ємі  $c_v$ . В діапазоні температур  $-40^\circ\text{C} \dots +100^\circ\text{C}$  питомі теплоємності для повітря практично постійні і мають значення:  $c_p = 1,01 \cdot 10^3 \text{ Дж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$ ;  $c_v = 0,72 \cdot 10^3 \text{ Дж} / (\text{кг} \cdot \text{К})$ . Питомі теплоємності зв'язані між собою залежністю  $c_p = c_v + R$ , а їх відношення являє собою показник степеня адіабатичного процесу:  $k = c_p / c_v = 1,4$ .

**Характеристики потоку.** Спосіб обчислення *числа Рейнольдса* для потоку повітря дещо відрізняється від способу, що звичайно застосовується для потоків крапельних рідин. Так, для розрахунку величини  $Re$  у випадку плинну повітря по трубі круглого перерізу можна застосовувати формулу

$$Re = dw/v = dwp/\mu_d, \quad (14.5)$$

де  $d$  – діаметр труби;  $w$  – середня швидкість потоку.

Розглянуті вище величини – густина і в'язкість є параметрами, що характеризують плинність повітря, оскільки визначають сили опору. Причому вплив густини позначається в основному на турбулентному потоці, а вплив в'язкості – на ламінарному.

Потік повітря в пневмосистемах звичайно є турбулентним. Оскільки у повітря густина нижче ніж у робочих рідин, в пневмоприводах допускаються більш високі швидкості потоку ніж в гідроприводах. Звичайно розрахункові швидкості потоку в пневмолініях приймають рівними  $w = 15 \dots 20 \text{ м/с}$ . Розрахункова швидкість визначається з умови, що густина повітря не змінюється. Однак дійсні швидкості повітря в пневмосистемах можуть бути значно вищими, оскільки при пониженні тиску повітря розширюється і швидкість повинна відповідно збільшуватись. Найбільша швидкість плинну повітря в лініях машинобудівних пневмопристроїв може дорівнювати так званій місцевій швидкості звуку, яка є функцією температури

$$c = (kRT)^{1/2}, \quad (14.6)$$

де  $k = 1,4$  – показник ізентропи.

Нерідко більш зручно замість дійсної швидкості потоку застосовувати безрозмірний критерій, який називається числом Маха і дорівнює відношенню дійсної швидкості потоку  $w$  до місцевої швидкості звуку  $c$

$$Ma = w / c = w / (kRT)^{1/2}. \quad (14.7)$$

$Ma$  може використовуватись для визначення загальної характеристики потоку повітря.

Корисно знати, що потоки, у яких  $Ma = 0,15 \dots 0,2$ , можуть розраховуватись без врахування зміни густини. Це в значній мірі спрощує розрахунки при невеликих перепадах тиску, оскільки вони можуть бути виконані за допомогою відносно простих формул гідравліки. Навіть у випадку  $Ma = 0,3$  похибка подібного спрощеного розрахунку не перевищує 3%.

### 14.3. Термодинамічні процеси при постійній кількості повітря

Параметри повітря при переході його від одного стану до іншого змінюються. Такий перехід називається *термодинамічним процесом*. В обмеженому діапазоні тисків і температур, який має місце при роботі більшості пневматичних пристроїв, користуючись рівнянням стану для ідеального газу, можна установити зв'язок між параметрами для двох різних станів 1 кг повітря:

$$p_1 V_1 / T_1 = p_2 V_2 / T_2. \quad (14.8)$$

Енергетичний бік переходу від стану до стану описується рівнянням першого закону термодинаміки:  $dq = du + dl$  – прирощення тепла  $dq$ , що підводиться ззовні витрачається на зміну внутрішньої енергії  $du$  і виконання зовнішньої роботи  $dl$ .

Як окремі випадки можливі такі найпростіші термодинамічні процеси при постійній кількості повітря: 1) *ізохорний* ( $V = \text{const}$ ) – процес при постійному об'ємі; 2) *ізобарний* ( $p = \text{const}$ ) – процес при постійному тиску; 3) *ізотермічний* ( $T = \text{const}$ ) – процес при постійній температурі; 4) *адіабатичний* ( $dq = 0$ ) – процес без зовнішнього теплообміну. Основні параметри цих процесів наведені в табл. 14.1 [43].

Найбільш загальним є процес при постійній теплоємності  $c$ , який називається *політропним*. Його рівняння  $pV^n = \text{const}$ ,  $n = (c_p - c)/(c_v - c)$  – показник політропи, який може приймати різні постійні чисельні значення.

Таблиця 14.1

Параметри найпростіших термодинамічних процесів  
при постійній кількості повітря

Процес	Зв'язок між параметрами	Рівняння першого закону термодинаміки	Теплота	Зовнішня робота	Показник політропи
Ізохорний	$p_1 / p_2 = T_1 / T_2$	$dq = du$	$q = c_v (T_2 - T_1)$	$l = 0$	$n = \pm\infty$
Ізобарний	$v_1 / v_2 = T_1 / T_2$	$dq = du + dl$	$q = c_p (T_2 - T_1)$	$l = p(v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1)$	$n = 0$
Ізотермічний	$p_1 v_1 = p_2 v_2$	$dq = dl$	$q = l$	$l = RT \ln (p_1 / p_2)$	$n = 1$
Адiabатичний	$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$	$du = - dl$	$q = 0$	$l = (p_1 v_1 - p_2 v_2) / (k - 1)$	$n = k$

## 15. Ідеальні пневмомашини

Пневмомашини служать для перетворення механічної енергії в пневматичну і навпаки. Для наочності і кращого розуміння доцільно спочатку розглянути роботу *ідеальних пневмомашин*, якими називають пристрої, що працюють без втрат.

Пневматична енергія може бути вироблена у вигляді енергії надлишкового тиску повітря або розрідження. У відповідності з цим розповсюджені двоякі генераторні пневмомашини – *компресори* і *вакуумнасоси*. В свою чергу для перетворення пневматичної енергії в механічну можуть використовуватись два види пневмодвигунів (виконавчих пристроїв) – це *пневмодвигуни*, що працюють на надлишковому тиску і *вакуумдвигуни*.

Тиск повітря і сили, що діють в пневмомашині, є змінними величинами. В цьому зв'язку при аналізі робочих процесів пневмомашин доцільно застосовувати *графічний метод*, при якому процеси розглядаються в координатах тиск - об'єм ( $p - V$ ).

### 15.1. Ідеальний компресор

Для наочності подамо ідеальний компресор як поршневий компресор (рис. 15.1). Компресор засмоктує повітря з атмосфери через забірник і впускний клапан. Стиснене повітря виводиться через випускний клапан у повітрязбірник або ресивер, де тиск складає  $p_p$ . В якості впускних і випускних клапанів звичайно застосовуються самодійні зворотні клапани.

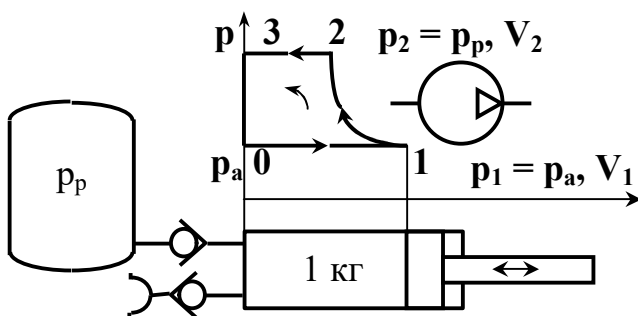


Рис. 15.1. Робота ідеального компресора

Над циліндром компресора побудуємо діаграму  $p - V$  так, щоб положення поршня відповідало поточному значенню об'єму циліндра. Прийmemo, що повний заряд циліндра дорівнює 1 кг повітря.

Цикл роботи компресора починається зі всмоктування. При цьому поршень рухається зліва направо, збільшуючи об'єм циліндра. Через відкритий впускний клапан циліндр наповнюється повітрям при атмосферному тиску  $p_a$ , оскільки в ідеальному компресорі втрати тиску відсутні. *Процес всмоктування* на діаграмі зображується горизонтальною прямою 0 – 1. Після закінчення всмоктування починається зворотний рух поршня. Впускний клапан закривається. Оскільки об'єм циліндра зменшується, повітря стискається і тиск його зростає. *Процес стискання* на діаграмі зображується кривою 1 – 2. Тиск в циліндрі збільшується до величини, що дорівнює тиску  $p_p$  в ресивері. При цьому відкривається випускний клапан, і поршень при подальшому русі виштовхує стиснене повітря в ресивер. Під час виштовхування тиск в

Цикл роботи компресора

починається зі всмоктування. При цьому поршень рухається зліва направо, збільшуючи об'єм циліндра. Через відкритий впускний клапан циліндр наповнюється повітрям при атмосферному тиску  $p_a$ , оскільки в ідеальному компресорі втрати тиску відсутні. *Процес всмоктування* на діаграмі зображується горизонтальною прямою 0 – 1. Після закінчення всмоктування починається зворотний рух поршня. Впускний клапан закривається. Оскільки об'єм циліндра зменшується, повітря стискається і тиск його зростає. *Процес стискання* на діаграмі зображується кривою 1 – 2. Тиск в циліндрі збільшується до величини, що дорівнює тиску  $p_p$  в ресивері. При цьому відкривається випускний клапан, і поршень при подальшому русі виштовхує стиснене повітря в ресивер. Під час виштовхування тиск в

циліндрі дорівнює  $p_p$ , оскільки передбачається, що об'єм ресивера у порівнянні із об'ємом циліндра достатньо великий і помітного підвищення тиску в ньому не спостерігається. Процес виштовхування на діаграмі зображується горизонтальною ділянкою 2 – 3. Після цього починається новий цикл роботи компресора.

Зображення циклу роботи компресора в координатах  $p - V$  називається *індикаторною діаграмою ідеального компресора*.

### 15.2. Ідеальний вакуумнасос

Цикл роботи ідеального вакуумнасоса може бути побудований аналогічно циклу ідеального компресора. Вакуумнасос засмоктує повітря з вакуумної ємкості, де тиск дорівнює  $p_v$ , і виштовхує повітря в атмосферу. В принципі, в якості вакуумнасоса може бути використаний компресор при відповідному підключенні його уводу і виводу.

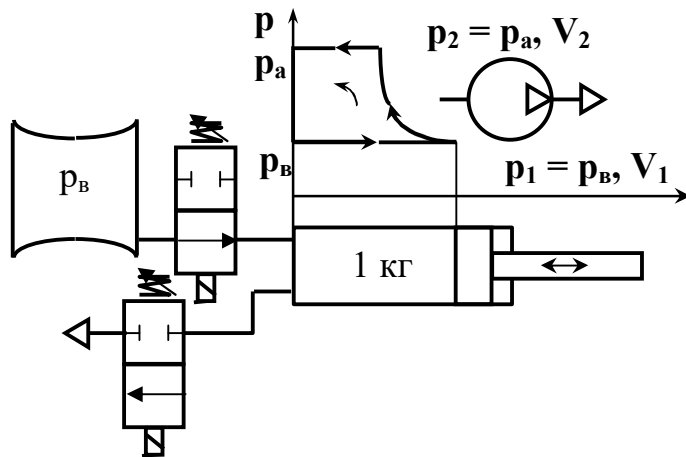


Рис. 15.2. Робота ідеального вакуумнасоса

Ідеальний вакуумнасос як і компресор подамо у вигляді поршневої машини. Слід відмітити, що в поршневому вакуумнасосі самодійні зворотні клапани внаслідок невеликої різниці тисків працюють ненадійно. Внаслідок цього, для направлення повітряних потоків застосовують золотниковий пристрій або клапани з примусовим керуванням.

Вакуумнасос засмоктує повітря під тиском  $p_v$ , стискає його до атмосферного тиску  $p_a$  і далі виштовхує його в атмосферу. Робочий процес ідеального вакуумнасоса зображений на рис. 15.2. Індикаторна діаграма ідеального вакуумнасоса відрізняється від діаграми ідеального компресора значеннями початкового і кінцевого тисків циклу.

### 15.3. Ідеальний пневмодвигун

В якості пневмомоторів можуть безпосередньо використовуватись деякі типи компресорів. Однак, наприклад, поршневий компресор для подібної мети не підходить, оскільки в режимі двигуна зворотні клапани спрацьовували б неправильно. Замість зворотних клапанів в поршневі пневмодвигуни для розподілення повітряних потоків вбудовують золотникові пристрої або клапани з примусовим керуванням.



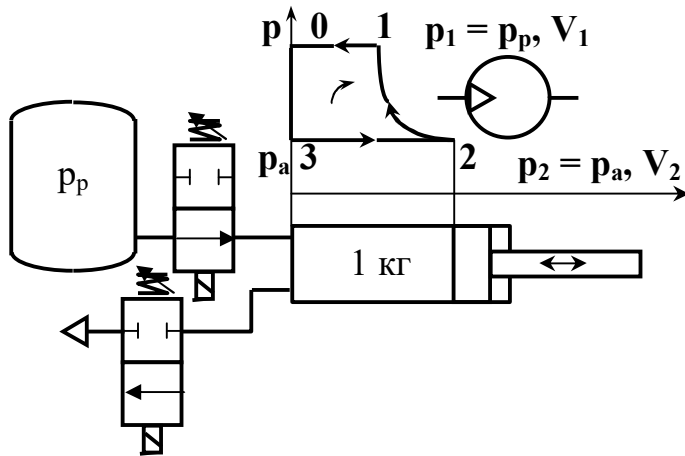


Рис. 15.3. Робота ідеального пневмодвигуна

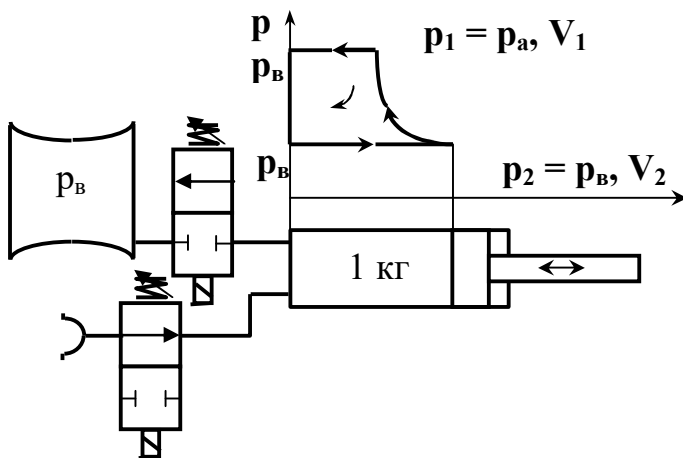


Рис. 15.4. Робота ідеального вакуумдвигуна

Ідеальний пневмодвигун, так само як і попередні пристрої подамо у вигляді поршневої машини. Припустимо, що повний заряд повітря в циліндрі пневмодвигуна дорівнює  $1 \text{ кг}$ . Цикл починається із заповнення циліндра стисненим повітрям з ресивера під тиском  $p_p$ . Для кращого використання енергії стисненого повітря уведеному в циліндр заряду необхідно дати можливість розширюватись. В цьому зв'язку впуск повітря слід припинити заздалегідь з таким розрахунком, щоб при досягненні поршнем крайнього положення тиск в циліндрі дорівнював би атмосферному. Цикл закінчується виштовхуванням відпрацьованого повітря

з циліндра при атмосферному тиску  $p_a$ . Таким чином, індикаторна діаграма ідеального пневмодвигуна утворюється горизонтальною прямою  $0 - 1$  наповнення, кривою  $1 - 2$  розширення і горизонтальною прямою  $2 - 3$  виштовхування (див. рис. 15.3).

За формою індикаторна діаграма ідеального пневмодвигуна нагадує діаграму ідеального компресора, але відрізняється зворотним напрямком циклу, оскільки механічна енергія не витрачається, а виробляється.

#### 15.4. Ідеальний вакуумдвигун

Побудуємо діаграму ідеального вакуумдвигуна (рис.15.4). Відмінність полягає в тому, що його циліндр заповнюється повітрям під тиском  $p_a$ , а відпрацьоване повітря надходить у вакуумну порожнину під тиском  $p_v$ .

#### 15.5. Вид кривих стискання і розширення

Точний аналітичний опис кривих процесів стискання і розширення є важкою задачею. В зв'язку з цим на практиці дійсні процеси стискання і розширення апроксимують *політропами*, аналітичний вираз яких

$$pV^n = \text{const},$$

де показник політропи  $n$  для реальних пневмомашин можна прийняти:  $n = 1,2 \dots 1,25$  – для охолоджуваних компресорів;  $n > k$  – для неохолоджуваних компресорів;  $n \approx 1,3$  – для пневмомоторів.

При визначенні виду кривих стискання і розширення в якості ідеальних найчастіше примаються ізотермічний або ізентропний (оборотний адіабатний) процеси. При комплексному аналізі системи пневмопривода доцільно прийняти, що ідеальні процеси стискання і розширення є політропними і мають рівні показники політропи.

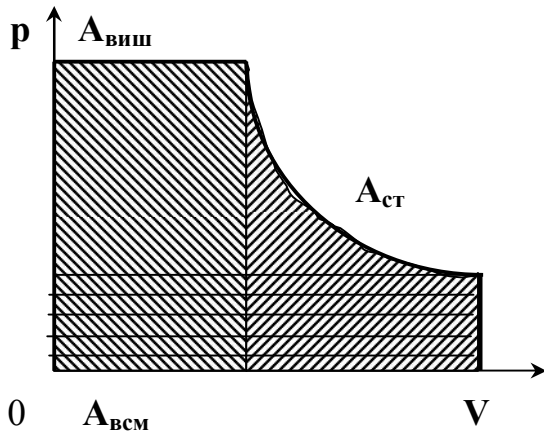


Рис. 15.5. До визначення роботи, що витрачається ідеальним компресором

дві вертикальні прямі (рис. 15.5). При цьому утворюються три різні площі, що описують окремі компоненти роботи:  $A_{всм} = p_1 V_1$  – робота всмоктування, що виконується за рахунок сил атмосферного тиску;  $A_{ст} = - \int_{V_1}^{V_2} p dV$  – робота стискання;  $A_{виш} = p_2 V_2$  – робота виштовхування.

Сума всіх названих компонентів роботи складає загальну роботу

$$A_3 = A_{всм} + A_{ст} + A_{виш}. \quad (15.1)$$

Вираз (15.1) може бути проінтегрованим при визначенні виду кривої стискання. Припустимо, що процес стискання політропний. Після інтегрування, підсумовування і деяких перетворень при врахуванні рівняння стану отримуємо формулу для визначення роботи, яка витрачається ідеальним компресором на політропне стискання повітря

$$A_3 = \frac{n}{n-1} RT \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right]. \quad (15.2)$$

## 16. Реальні пневмомашини

На відміну від ідеальних пневмомашин при роботі реальних машин виникають неминучі втрати. Внаслідок цього цикли їх роботи і відповідні індикаторні діаграми відрізняються від розглянутих вище ідеальних циклів. Крім того, відмінності можуть бути обумовленими конструктивними особливостями деяких реальних пневмомашин або іншими умовами.

### 16.1. Генераторні пневмомашини

#### 16.1.1. Класифікації і схеми генераторних пневмомашин

До генераторних пневмомашин відносяться компресори і вакуумнасоси. Призначення їх полягає в стисканні газів і переміщенні їх до споживачів по трубопроводних системах.

Компресори, що застосовуються для відсмоктування газу з ємностей із вакуумом, які стискають газ до атмосферного або надлишкового тиску називають вакуумнасосами.

Основними параметрами, що характеризують роботу компресора, є об'ємна подача  $Q$  (звичайно обчислюється в умовах всмоктування), початковий  $p_1$  і кінцевий  $p_2$  тиски або ступінь підвищення тиску  $\varepsilon = p_2 / p_1$ , частота обертання  $n$  і потужність  $N$  на валу компресора.

Компресори відповідно способу дії можна розділити на три основні групи: об'ємні, лопатеві і струминні.

В *об'ємних* машинах енергія передається стисненому повітрю в робочих камерах, які періодично змінюють свій об'єм і по чергово сполучаються зі входом і виходом компресора.

В *лопатевих* компресорах повітря переміщується лопатями, що рухаються.

Принцип дії *струминних* машин оснований на законі збереження енергії, згідно з яким при продуванні повітря через сопло, що звужується, збільшується його швидкість і одночасно зменшується тиск. За рахунок перепаду атмосферного тиску і тиску на виході сопла забезпечується подача стисненого повітря.

При класифікації за конструктивною ознакою об'ємні компресори підрозділяються на поршневі і роторні, а лопатеві – на відцентрові і осьові. Можливо розділення компресорів на групи в залежності від виду газу, що переміщується, виду привода, призначення компресора.

*Поршковий компресор* (однопоршковий, з одним ступенем стискання) наведений на рис. 16.1. При зворотно-поступальному русі поршня здійснюються фази процесу: розширення, всмоктування, стискання і виштовхування. Спосіб дії поршневого компресора, оснований на витисненні повітря поршнем, дозволяє створювати конструкції з малим діаметром і ходом поршня, які розвивають високий тиск при відносно малій подачі.

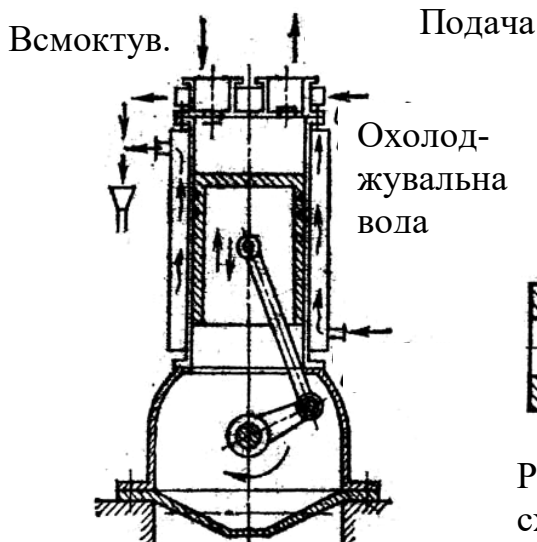


Рис. 16.1. Конструктивна схема поршневого компресора

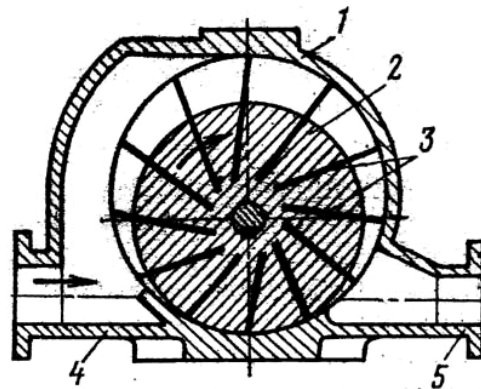


Рис. 16.2. Конструктивна схема роторного компресора

*Роторний компресор* пластинчастого типу поданий на рис. 16.2. При обертанні масивного ротора 2, в повздожніх пазах якого можуть вільно переміщуватись сталінні пластини 3, повітря захоплюється в міжлопатевої порожнини, переноситься від всмоктувального патрубку 4 до напірного 5 і витісняється в трубопровід. Вал роторного компресора може з'єднуватись з валом приводного двигуна безпосередньо, без редуктора, що обумовлює

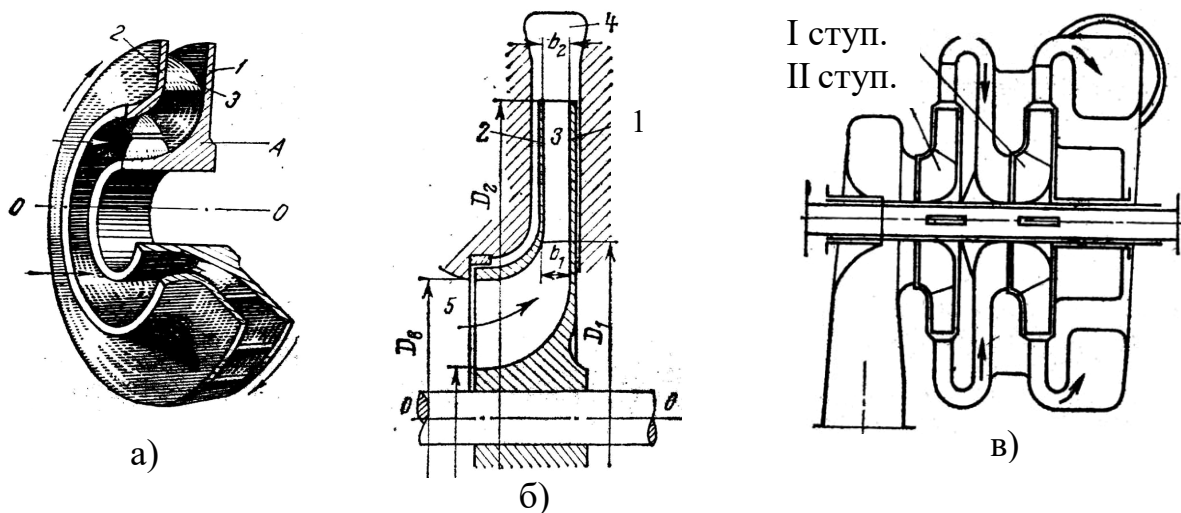


Рис. 16.3. Схеми відцентрового компресора: а – робоче колесо машини; б – переріз колеса; в – двоступінчастий відцентровий компресор

компактність і малу масу машини в цілому.

Передача енергії потоку повітря з вала *відцентрової машини* (рис.16.3) здійснюється робочим колесом з кривими (інколи профільованими) лопатями. Внутрішня порожнина колеса утворюються двома фасонними дисками 1 і 2 (див. рис. 16.3, а, б) і декількома лопатями 3. Основний або ведучий диск 1 складає єдине ціле з матчиною, яка служить для

жорсткої посадки на вал насоса. Диск 2 називається переднім; він складає єдине ціле з лопатями. Повітря, що надходить в міжлопатеві канали, обертається навколо осі  $0-0$  робочого колеса, під впливом відцентрової сили переміщується до периферії колеса і викидається в канал, що оточує колесо. Робота відцентрових сил на шляху від входу в міжлопатеві канали до виходу з них призводить до збільшення енергії потоку. Вал відцентрового компресора з'єднується з валом приводного електродвигуна безпосередньо або через механічну передачу, яка підвищує частоту вала компресора, чим досягається зменшення його розмірів, маси і вартості.

*Осьовий компресор* схематично зображений на рис. 16.4. Конструкція складається з масивного ротора 2 з декількома вінцями робочих лопатей 1 і корпуса, що несе вінці нерухомих напрямних лопатей 3. Повітря всмоктується в приймальний патрубок і, рухаючись в осьовому напрямку, стискається послідовно в лопатевих ступенях компресора. Через напірний патрубок повітря витискається в трубопровід, що веде до споживачів.

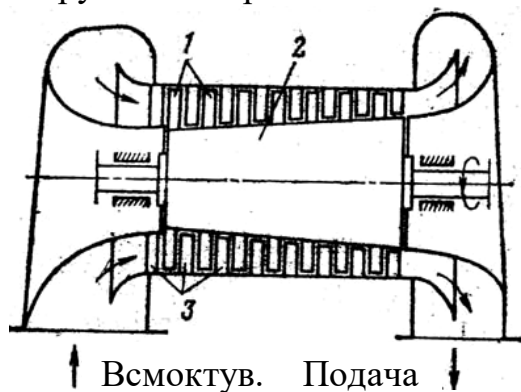


Рис. 16.4. Схема осьового семи-ступінчастого компресора

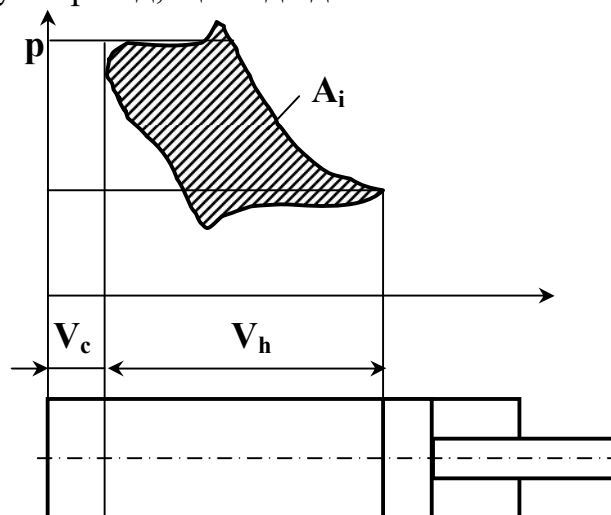


Рис. 16.5. Індикаторна діаграма реального поршневого компресора

### 16.1.2. Теорія генераторних пневмомашин

**Робота реальних об'ємних компресорів і вакуумнасосів. Індикаторні діаграми.** Розглянемо вплив реальних умов на роботу поршневого компресора і вид його індикаторної діаграми (рис. 16.5).

Дійсний тиск в циліндрі під час всмоктування виявляється нижче атмосферного тиску внаслідок пневматичних втрат тиску в лінії всмоктування. Реальна крива стиску наближено являє собою політропу, але кути діаграми закруглюються, оскільки, наприклад, клапани не можуть миттєво закриватись і відкриватись. Під час виштовхування тиск в циліндрі буде вище, ніж тиск в повітрязбірнику внаслідок втрат тиску у випускній лінії. Додаткові втрати тиску виникають при відкритті самодійних зворотних клапанів внаслідок їх інерції. Реальна машина ніколи не може виштовхнути весь заряд повітря у циліндрі. Частина повітря залишається у так звано-

му шкідливому просторі об'ємом  $V_c$ . При зворотному ході поршня залишок повітря розширюється. Даному етапу відповідає крива розширення індикаторної діаграми, яка наближено аналогічна політропі. Подібні явища спостерігаються також при роботі реального поршневого вакуум-насоса. Індикаторні діаграми об'ємних компресорів і вакуумнасосів інших типів мають деякі відмінності, пов'язані з їх конструктивними особливостями.

Площа реальної індикаторної діаграми компресора визначає *індикаторну або внутрішню роботу*  $A_i$ .

Для правильного порівняння дійсної індикаторної роботи з ідеальною необхідно враховувати об'ємні втрати повітря при роботі компресора. Для цього попередньо слід розглянути питання визначення продуктивності об'ємного компресора.

**Продуктивність об'ємного компресора.** Продуктивність компресора однозначно може бути виражена в *одинацях масових витрат* [кг/с]. Якщо ж продуктивність виражена в *одинацях об'ємних витрат* [м<sup>3</sup>/с], дійсна продуктивність може розрізнитись в залежності від густини  $\rho$  повітря згідно із залежністю

$$m' = \rho V', \quad (16.1)$$

де  $m'$  - масові витрати;  $V'$  - об'ємні витрати.

Однак на практиці більш часто користуються *об'ємними одинацями*, при умові, що вони визначені при густині  $\rho_a$  *атмосферного повітря* у вільному стані.

З врахуванням вищевикладеного визначимо продуктивність компресора. Продуктивність ідеального об'ємного компресора дорівнює

$$V_{id}' = V_h z n, \quad (16.2)$$

де  $V_h$  – робочий об'єм одної камери компресора;  $z$  – кількість камер, які працюють паралельно;  $n$  – частота обертання компресора [об/с].

У реального компресора продуктивність буде меншою внаслідок різних втрат

$$V' = \lambda V_{id}', \quad (16.3)$$

де  $\lambda$  - *коефіцієнт подачі* або коефіцієнт наповнення, що враховує об'ємні втрати.

Коефіцієнт  $\lambda$  виражає вплив різних факторів, які зменшують продуктивність компресора і дорівнює добутку п'яти відповідних коефіцієнтів

$$\lambda = \lambda_v \lambda_p \lambda_t \lambda_h \lambda_w. \quad (16.4)$$

$\lambda_v$  називається *об'ємним коефіцієнтом*. Він характеризує вплив шкідливого простору. Залишок повітря, що є у шкідливому просторі, при ході всмоктування розширюється і займає частину об'єму циліндра. Об'ємний коефіцієнт може бути визначений теоретичним шляхом за індикаторною діаграмою. Згідно з діаграмою на величину даного коефіцієнта впливає об'єм шкідливого простору  $V_c$ , об'єм, що обмежується поршнем циліндра  $V_h$ , тиск початку  $p_1$  і закінчення  $p_2$  стиску, а також показник політропи розширення  $n$ . При врахуванні вказаних умов можна отримати такий вираз для визначення об'ємного коефіцієнта

$$\lambda_v = 1 - \frac{V_c}{V_h} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n} - 1 \right]. \quad (16.5)$$

$\lambda_p$  називається *коефіцієнтом тиску*. За допомогою даного коефіцієнта враховують вплив гідравлічного опору всмоктувальної лінії, що зменшує тиск всмоктування. Коефіцієнт тиску дорівнює відношенню тиску всмоктування  $p_b$  до атмосферного тиску  $p_a$

$$\lambda_p = p_b / p_a. \quad (16.6)$$

$\lambda_t$  – *коефіцієнт температури*, який враховує вплив розширення повітря внаслідок нагріву при всмоктуванні. Дорівнює відношенню атмосферної температури  $T_a$  до температури повітря в циліндрі при всмоктуванні  $T_b$

$$\lambda_t = T_a / T_b. \quad (16.7)$$

$\lambda_h$  є *коефіцієнтом нещільності*, який враховує витіки. Коефіцієнт визначається дослідним шляхом. Величина його в залежності від технічного стану компресора може бути  $\lambda_h = 0,7 \dots 0,99$ .

$\lambda_w$  є *коефіцієнтом вологості*. Даним коефіцієнтом враховується зменшення об'єму повітря, пов'язане з конденсацією вологи після стиску. Значення коефіцієнта обирається в межах  $\lambda_w = 0,98 \dots 0,99$ .

**Коефіцієнти корисної дії компресора.** При відомому коефіцієнті подачі можна визначити індикаторну роботу в розрахунку на 1 кг отриманого стисненого повітря

$$A_{i,п} = A_i / m = A_i / \lambda p_a V_h. \quad (16.8)$$

У компресора і вакуумнасоса індикаторна робота більше ідеальної, тобто

$$A_{i.n} > A_3.$$

Відношення ідеальної роботи до індикаторної називається *індикаторним* або *політропним ККД* компресора

$$\eta_i = \eta_n = A_3 / A_{i.n}. \quad (16.9)$$

Індикаторним ККД враховуються гідравлічні втрати або втрати тиску та об'ємні втрати. Однак робота компресора пов'язана також з механічними втратами на тертя. Механічні втрати характеризують за допомогою *механічного ККД*, що дорівнює відношенню індикаторної роботи до приводної (ефективної) роботи

$$\eta_n = A_{i.n} / A_e. \quad (16.10)$$

Відношення ідеальної роботи  $A_3$  до приводної (ефективної) роботи  $A_e$  називається *ефективним ККД* компресора

$$\eta_e = A_3 / A_e. \quad (16.11)$$

Крім названих, відомий ще ряд ККД, що використовуються для характеристики роботи компресорів.

**Приводна потужність компресора.** Якщо продуктивність компресора дорівнює  $m'$  [кг/с] потрібна приводна потужність дорівнює

$$P = A_e m' = A_e \rho_a V'. \quad (16.12)$$

## 16.2. Пневмодвигуни

### 16.2.1. Теорія і розрахунок пневмоциліндрів

**Пневматичні циліндри**, найбільш розповсюджені у верстатобудівництві і роботобудівництві, - є пневматичними виконавчими механізмами. За конструкцією і робочими параметрами пневмоциліндри досить різноманітні. В пневмоциліндрах першого типу рухомий елемент – поршень зі штоком – переміщується під дією зусилля, що створюється тиском стисненого повітря, тільки в одному напрямку, а повернення його у вихідне положення здійснюється механічно або під дією власної ваги. В пневмоциліндрах другого типу прямий і зворотний хід поршня забезпечується подачею стисненого повітря.



В механізмах верстатів, роботів і маніпуляторів звичайно застосовують пневмоциліндри односторонньої дії з одностороннім штоком і пружиною повернення (механізми затискання, фіксації, орієнтації, періодичної подачі) і пневмоциліндри двосторонньої дії з одностороннім штоком (механізми транспортування, подачі, завантаження, перемикання). Пневмоциліндри з пружиною повернення мають обмеження по ходу ( $1 \dots 1,5D$ ), де  $D$  – діаметр поршня. Максимальний хід пневмоциліндрів двосторонньої дії не перевищує ( $8 \dots 10D$ ). Діаметри поршня за ГОСТ 15608 – 81,

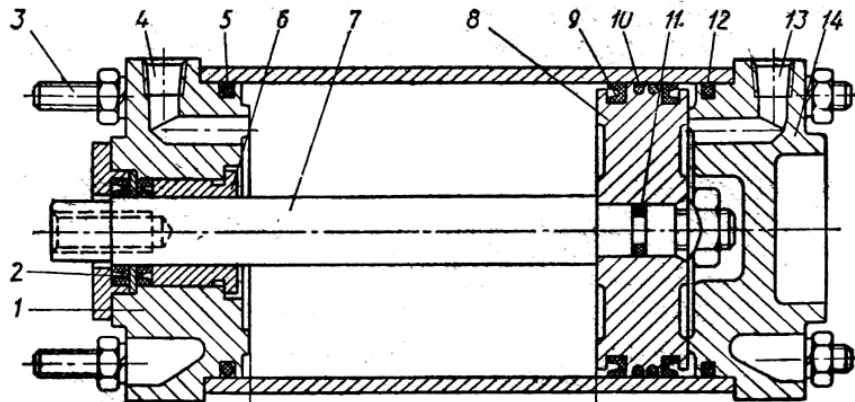


Рис. 16.6. Поршневий пневмоциліндр двосторонньої дії

складають  $25 \dots 400$  мм.

Типова конструкція пневмоциліндра двосторонньої дії показана на рис. 16.6. В гільзі, закритій з обох сторін кришками 1 і 14, розташований поршень 8, закріплений на штоці 7. Кришки стягаються шпильками 3.

Подовжені шпильки використовуються для кріплення пневмоциліндра при його установці. Стандарт передбачає і інші види кріплення: на лапах, на передньому і задньому фланці, на вушку, на цапфах. Згідно з видом кріплення змінюється і конфігурація кришок. В кришках виконані різьбові отвори 4 і 13 для приєднання повітряпроводів. Отвори мають виходи в порожнини пневмоциліндра. В передній кришці запресована напрямна втулка 6 для штока і установлені манжетні ущільнення 2, які герметизують порожнину циліндра і захищають її від потрапляння забруднень із зовнішнього середовища. Нерухомі з'єднання кришка-гільза і поршень-шток ущільнені гумовими кільцями 5, 11, 12 круглого перерізу. З'єднання поршень-гільза ущільнені манжетами 9 U-подібного перерізу із зустрічним розташуванням. Центрувальний поясok поршня має капронове наплавлення 10. Виключення металевих контактів між поршнем і дзеркалом гільзи підвищує механічний ККД і збільшує термін служби пневмоциліндра. Неметалева наплавлення сприяє також швидкій приробці центрувального пояса при можливих похибках виготовлення гільзи.

В конструкціях пневмоциліндрів зі значними довжинами ходів і високими швидкостями руху поршня передбачають вбудовані гальмівні пристрої, які зупиняють рухомі маси наприкінці ходу. Це особливо важливо, коли в робочій зоні привода неможливо установити гальмівні дроселі. На основній ділянці ходу поршня повітря з порожнини протитиску вільно надходить у вихідний отвір через розточку 1 в кришці (рис. 16.7). В кінці ходу розточка перекивається гальмівною втулкою 3 з ущільнювальною манже-

тою 2 і в порожнині з переміщенням поршня і скорочення її об'єму зростає тиск. Стиснене повітря відводиться в лінію вихлопу через вбудований в кришку голчастий дросель з малою пропускною спроможністю (на схемі не показаний). При реверсі, поки гальмівна втулка не вийде з розточки

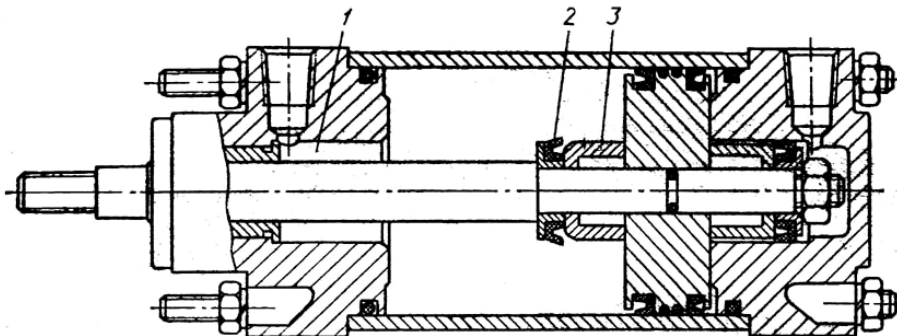


Рис. 16.7. Пневмоциліндр з гальмуванням наприкінці ходу

кришки, повітря, що підводиться проходить в порожнину циліндра, відгинаючи пелюстки манжети, яка виконує, таким чином, роль зворотного клапана. В кінці зворотного ходу гальмування поршня відбувається аналогічно. Довжина гальмівного шляху складає 30 ... 50 мм.

Основними задачами розрахунку пневмоциліндрів є: 1) визначення закону зміни сили, що розвивається вихідним елементом (технологічного навантаження)  $P_2 = P_2(t)$  і 2) визначення законів руху  $x = x(t)$  і швидкості  $x' = x'(t)$  вихідного елемента.

В залежності від режиму роботи пневмоциліндра розрізняють три таких випадків розрахунку:

- 1) статичний розрахунок при нерухомому вихідному елементі

$$x' = x'' = 0;$$

- 2) стаціонарний розрахунок при рівномірному русі вихідного елемента

$$x' = \text{const}, x'' = 0;$$

- 3) динамічний розрахунок при нерівномірному русі

$$x' = \text{var}, x'' \neq 0.$$

В *статичному режимі* розраховують, наприклад, пневматичні затискні пристосування. Основою розрахунку є рівняння рівноваги вихідного елемента. При нерухомому елементі потоків повітря у підвідній і вихлопній магістралях немає, тому відсутнє також падіння тиску. Це дозволяє досить просто визначити тиск повітря в порожнинах пневмоциліндра.

*Стаціонарний режим* є характерним для роботи об'ємного гідропривода. В протилежність цьому в пневмоциліндрах внаслідок більшої стисненості повітря швидкість руху вихідного елемента, як правило, є змінною. Однак стаціонарний розрахунок інколи застосовують для пневмоприводів при непостійній швидкості, оскільки точний динамічний розрахунок є досить трудомістким. Відносно простий стаціонарний розрахунок може бути застосований, наприклад, для орієнтованого вибору розмірів пневмоциліндра.

*Динамічний режим* є характерним для роботи пневмоциліндра при рухомому вихідному елементі. Для виконання динамічного розрахунку необхідно скласти систему диференціальних рівнянь. Дана система розв'язується чисельним способом.

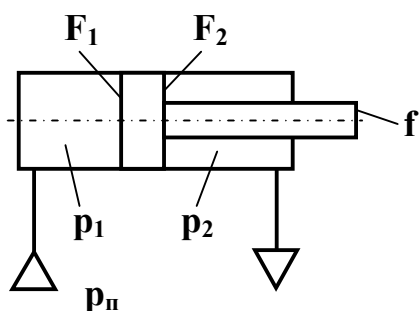


Рис. 16.8. Розрахункова схема поршневого пневмоциліндра двосторонньої дії

Зусилля поршня пневмоциліндра, що дорівнює корисному навантаженню, може бути визначено з рівняння рівноваги. Для поршневого пневмоциліндра двосторонньої дії зусилля поршня виражається залежністю (рис. 16.8)

$$P_2 = F_1 p_1 - F_2 p_2 - f p_a \pm P_T \pm m x'', \quad (16.13)$$

де  $F_1$  і  $F_2$  – робочі площі поршня в безштоковій і штоковій порожнинах циліндра;  $p_1$  і  $p_2$  – абсолютний тиск повітря в безштоковій і штоковій порожнинах;  $f = F_1 - F_2$  – площа штока;  $p_a$  – атмосферний тиск;  $P_T$  – сума сил тертя;  $m$  – маса поршня і штока з врахуванням зведеної маси зв'язаних з ними рухомих елементів;  $x$  – переміщення поршня.

Тиски  $p_1$ ,  $p_2$  визначаються відповідним розрахунком в залежності від режиму роботи. Окреме врахування сили атмосферного тиску обумовлене тим, що під час розрахунку тисків, що діють в порожнинах пневмоциліндра, як правило, отримують їх абсолютні значення. Точне визначення сили тертя  $P_T$  є досить трудомістким. Дана сила є змінною величиною і залежить від багатьох факторів. Тертя виникає в основному в місцях контакту поршня і стінок циліндра, штока і його напрямної. Сила тертя залежить від виду ущільнень, їх стану, наявності мастила, шорсткості поверхонь, тиску повітря в циліндрі і т.п. Найбільш часто силу тертя враховують за допомогою механічного ККД пневмоциліндра. Можна прийняти, що  $\eta_m = 0,7 \dots 0,9$ , тобто, сила тертя складає 10... 30% від зусилля, що створюється тиском повітря.

Далі при проектуванні пневмоциліндрів проводять статичний розрахунок силових виконавчих пристроїв, при якому визначають їх конструктивні розміри. Для пневмоциліндрів розраховують і обирають діаметр циліндра  $D$ , діаметр штока  $d$  і діаметр  $d_y$  умовного проходу приєднувальних

отворів і повітряпроводів. Вихідними даними для розрахунку служать: абсолютний тиск стисненого повітря, що підводиться  $p_m$ , технологічне (корисне) навантаження  $P_2$ , довжина ходу  $s$ , маса приєднаних до пневмоциліндра рухомих частин  $m_1$ , прострове розташування пневмоциліндра при роботі, потрібний або допустимий час спрацьовування або середня швидкість руху. Вони можуть доповнюватись даними про габаритні обмеження, температурні умови роботи, які враховують, обираючи тип ущільнення і конструкційних матеріалів і т.п.

Для пневмоциліндрів затискних пристроїв, що розвивають технологічне зусилля наприкінці робочого ходу,

$$D = 1,13 \sqrt{(P_2 \pm mg) / (0,9p_m - p_a)}. \quad (16.14)$$

В даній формулі  $m$  – маса всіх рухомих елементів, зв'язаних з поршнем. На стадії проектного розрахунку масу поршня зі штоком визначають наближено. Вагу рухомих частин  $\pm mg$  враховують при вертикальному або нахиленому розташуванні пневмоциліндра. В останньому випадку в розрахунок приймають тільки її вертикальну складову. Знак “+” ставлять тоді, коли вага зменшує затискне зусилля. В розрахунковій формулі прийнято, що потрібне зусилля затиску створюється при тиску  $0,9 p_m$ , чим забезпечується деякий його запас.

Для затискних пневмоциліндрів односторонньої дії з пружиною повернення

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{P_2 \pm mg + P_0 + cs}{0,9p_m - p_a}}, \quad (16.15)$$

де  $P_0$  і  $c$  – зусилля попереднього натягу і жорсткість пружини.

Для пневмоциліндрів транспортувальних, перемикальних і інших пристроїв, у яких технологічне навантаження прикладене по всій довжині ходу або на значній його частині, діаметр циліндра визначають за розрахунковим значенням безрозмірного параметра навантаження  $\chi_p$  при посередньому врахуванні сили тертя за допомогою коефіцієнта  $k_T$ :

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{P_2 \pm mg}{p_m \chi_p (1 \pm k_T)}}, \quad (16.16)$$

Значення  $\chi_p$  обирають в залежності від рівня тиску стисненого повітря, що підводиться (табл. 16.1). Менші величини  $\chi_p$  діапазону, що рекомендується, відповідають більшим діаметрам циліндра і більш високій швидкодії привода внаслідок недовантаження.

Таблиця 16.1

$p_m$ , МПа	0,3	0,4	0,5	0,6	$\geq 0,7$
$\chi_p$	0,25 ... 0,6	0,3 ... 0,65	0,35 ... 0,7	0,4 ... 0,75	0,45 ... 0,8

Коефіцієнт  $k_T$  для пневмоциліндрів з манжетними ущільненнями поршня обирають в залежності від технологічного зусилля  $P_2$  (табл. 16.2). Наведені значення  $k_T$  справедливі для діапазону тисків  $p_m = 0,5 \dots 0,6$  МПа. Для інших тисків необхідно корегувати коефіцієнти, обрані за таблицею. При цьому передбачається, що  $k_T$  змінюється пропорційно тиску. Знак «+» перед  $k_T$  в розрахунковій формулі приймають, коли сила тертя доповнює зусилля, яке створюється тиском повітря, наприклад, у випадку опускання вантажу з пневматичним гальмуванням.

Таблиця 16.2

$P_2$ , кН	до 0,6	0,6 ... 6	6 ... 25	25 ... 60
$k_T$	0,5 ... 0,2	0,2 ... 0,12	0,12 ... 0,08	0,08 ... 0,05

Знайдене значення  $D$  округляють до найближчого з нормального ряду діаметрів циліндрів за ГОСТ 6540 – 68: 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 360, 400 мм.

Діаметр штока визначають зі співвідношення

$$d = (0,25 \dots 0,32)D$$

і округляють до найближчого значення, взятого з ряду: 10, 12, 16, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 90 мм.

При значній довжині ходу поршня шток перевіряють на стійкість з врахуванням способу його з'єднання із зовнішніми рухомими елементами, до яких прикладене навантаження.

Умовний прохід приєднувальних отворів пневмоциліндра рекомендується приймати зі співвідношення  $d_y = 0,1D$ . Звичайно такий самий умовний прохід мають повітряпроводи, що приєднуються і встановлені на них елементи пневмоапаратури. Однак, обираючи величину  $d_y$ , необхідно також враховувати довжину ходу поршня і потрібну швидкодію привода. При малих довжинах ходів умовний прохід зменшують. Якщо при проектуванні заданий очікуваний час спрацьовування пневмоциліндра  $t_{оч}$ , то

$$d_y \approx D \sqrt{s / w_{cp} t_{оч}},$$

де  $w_{cp} = 17$  м/с – середня швидкість потоку стисненого повітря у підвідній лінії при наповненні робочого об'єму пневмоциліндра. Дійсний час спрацьовування визначається при динамічному розрахунку.

**Мембранні пневмоциліндри** відносяться до пневмодвигунів дискретної дії зі зворотно-поступальним рухом вихідної ланки. У порівнянні із поршневыми пневмоциліндрами вони менш трудомісткі у виготовленні, мають високу герметичність робочої камери, не вимагають змащення і

якісного очищення стисненого повітря, але мають обмежену величину ходу, непостійність зусилля, що розвивається по ходу і меншу довговічність.

В основному розповсюджені мембранні пневмоциліндри односторонньої дії з пружиною повернення. Їх застосовують як приводи пристроїв, що виконують технологічні операції, пов'язані зі значними зусиллями при малих переміщеннях (затискання, фіксації, перемикання, гальмування і т.п.).

Мембрани виготовляють з гумотканинних або синтетичних матеріалів, еластичних і достатньо міцних. Вони можуть бути плоскими або фігурними. Плоскими вважають мембрани, які в процесі роботи не мають вигинів перерізів, до  $180^\circ$ .

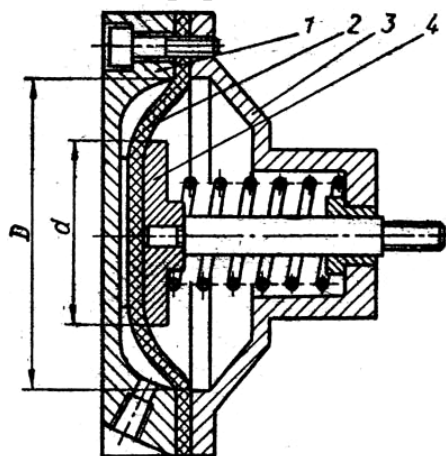


Рис. 16.9. Мембранний пневмоциліндр

В пневмоциліндрі односторонньої дії з плоскою мембраною (рис. 16.9) мембрана 2 затиснена по контуру між корпусом 3 і кришкою 1. Внутрішній діаметр защемлення  $D$  називають діаметром заробки мембрани. При підведенні стисненого повітря у робочу порожнину його тиск, що діє на поверхню мембрани, утворює зусилля, частина якого передається через опорний диск 4 вихідному штоку, а друга частина сприймається заробкою, викликаючи в ній відповідну реакцію. Таким чином, вихідне зусилля на штоці мембранного пневмоциліндра з діаметром заробки мембрани  $D$  менше зусилля, що розвивається по-

ршневим пневмоциліндром з поршнем такого ж самого діаметра при рівних тисках повітря. Крім того, воно залежить від діаметра  $d$  опорного диска, а при значній довжині ходу є функцією прогину мембрани. Тому вихідне зусилля розраховують не за фактичною величиною площі мембрани, а за її ефективною площею  $F_e$ . Дана площа умовного поршня діаметром  $D_e$ , на якому створюється таке ж саме зусилля при даному тиску стисненого повітря, як і на реальній мембрані. При малих прогинах мембрани

$$F_e = (\pi/12) (D^2 + Dd + d^2) = (\pi D^2 / 12) (1 + \beta + \beta^2), \quad (16.17)$$

де  $\beta = d/D$ . Аналіз виразу (16.16) показує, що зі зростом  $d$  збільшується і  $F_e$ . На границі, коли  $d = D$ ,  $F_e = \pi D^2 / 4$ , мембрана замінена поршнем, який затиснений і не може переміщуватись. Якщо  $d \rightarrow 0$ , то  $F_e \rightarrow \pi D^2 / 12$ , але мембрана може давати значний прогин. При проектуванні рекомендується приймати  $\beta = 0,6 \dots 0,8$ .

При великих прогинах мембрани її ефективну площу визначають за формулою Ліктана [9]

$$F_e = \frac{\pi D^2}{12} \left[ 1 + \beta + \beta^2 - \frac{x(1-\beta)\sqrt{4+7\beta+4\beta^2}}{\sqrt{5x_{\max}^2 - 5x^2}} \right], \quad (16.18)$$

де  $x$  – прогин (хід) мембрани;  $x_{\max}$  – фіктивний прогин мембрани, при якому її твірна стає прямолінійною, а сама мембрана приймає форму усіченого конуса. Величина  $x_{\max}$  залежить від конструктивних розмірів і механічних властивостей матеріалу мембрани, що посередньо враховуються статичною характеристикою  $x_{\text{ст}}$

$$x_{\max} = x_{\text{ст}} \frac{\sqrt{5(1+\beta+\beta^2)+(1-\beta)(4+7\beta+4\beta^2)}}{(1+\beta+\beta^2)\sqrt{5}}.$$

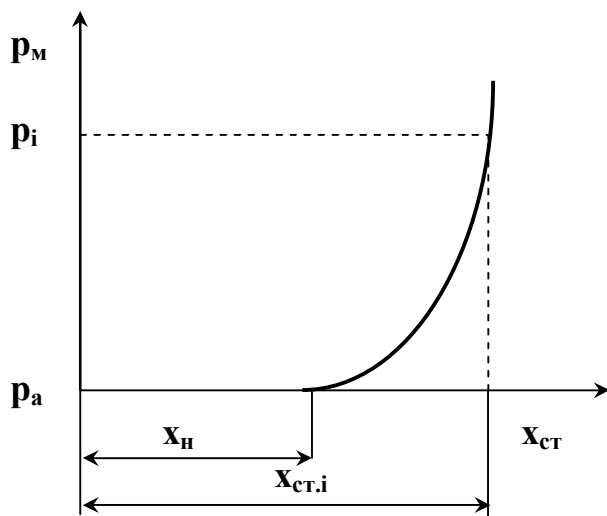


Рис. 16.10. Статична характеристика мембрани

Статична характеристика мембрани являє собою її вільний прогин під дією даного тиску (рис. 16.10). Визначається  $x_{\text{ст}}$  звичайно експериментально. Попередньо мембрана повинна бути декілька разів навантажена, щоб стабілізувалась неминуча її витяжка  $x_H$ .

Вираз (16.17) – окремий випадок формули Ліктана, відповідний нульовому прогину мембрани  $x = 0$ . Застосування (16.17) для розрахунку ефективної площі мембрани допускається, якщо робочий хід  $s$  штока мембранної камери не перевищує  $(1/2) x_{\text{ст}}$  (з врахуванням витяжки мембрани).

В статичному розрахунку мембранного привода визначають діаметр  $D_e$  умовного поршня за тими самими формулами, що і для поршневих пневмоциліндрів. Наприклад, для мембранного пневмоциліндра односторонньої дії з пружиною повернення

$$D_e = 1,13 \sqrt{\frac{P_2 \pm mg + P_0 + cs}{0,9p_m - p_a}}.$$

Якщо навантаження прикладене на всій довжині ходу,

$$D_e = 1,13 \sqrt{(P_2 \pm mg) / p_m \chi_p}.$$

Останній вираз, на відміну від формули (16.16) для поршневих пневмоциліндрів, не враховує сил тертя, відсутність яких – одна з переваг мембранних виконавчих пристроїв.

Відшукавши значення  $D_e$ , визначають ефективну площу мембрани  $F_e = \pi D_e^2 / 4$ , по якій, задаючись величиною  $\beta$  отримують діаметр заробки  $D$  і діаметр опорного диска  $d$ , використовуючи вираз (16.17) або (16.18).

Хід  $s$  штока мембранного привода рекомендується обирати [43] для діапазону тисків  $p_m = 0,4 \dots 0,8$  МПа зі співвідношення  $s = (0,08 \dots 0,15)D$ . Більші значення числового коефіцієнта відповідають більш високим тискам. Для плоских мембран з гофром довжина ходу збільшується:  $s = (0,2 \dots 0,25)D$ .

**Сильфонні пневмоциліндри.** Ефективна площа, необхідна для визначення зусилля, що розвивається сильфонним пневмоциліндром, визначається за емпіричною залежністю

$$F_e = \pi(r + R)^2 / 4, \quad (16.19)$$

де  $r$  і  $R$  – внутрішній і зовнішній радіуси сильфона.

Сильфон має деяку жорсткість у повздовжньому напрямку. Залежність між переміщенням і силою пружності в досить широкому діапазоні є лінійною

$$\Delta F_{\Pi} = c \Delta x, \quad (16.20)$$

де  $c$  – жорсткість сильфона;  $\Delta x$  – переміщення.

Для збільшення жорсткості в сильфони інколи вбудовують пружини.

### 16.2.2. Теорія об'ємних пневмомоторів

**Індикаторні діаграми об'ємних пневмомоторів.** При проектуванні, розрахунках і дослідженнях пневмомоторів широко застосовують індикаторні діаграми. Користуючись діаграмою можна зробити висновок, наскільки корисно пневмомотор витрачає пневматичну енергію, яка величина втрат, можна виявити недоліки в роботі мотора.

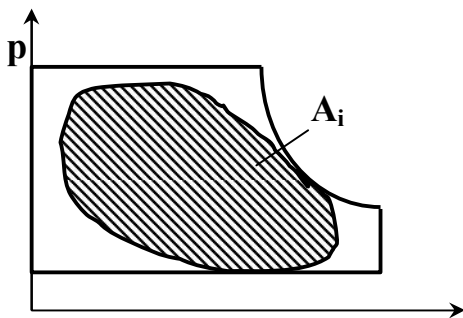


Рис. 16.11. Теоретична і реальна індикаторні діаграми пневмомотора

Індикаторні діаграми реальних пневмомоторів відрізняються від розглянутої вище діаграми ідеального пневмомотора. Перш за все, в реальних умовах не передбачається використання повного розширення повітря. Це видно на рис.16.11, де подана так звана *теоретична індикаторна діаграма* пневмомотора, у якій усічена ділянка, що відповідає



закінченню процесу розширення. При цьому зменшується робочий об'єм пневмомотора, його розміри, а отже і втрати. Повному розширенню повітря в реальному моторі перешкоджає протитиск, обумовлений опором вихлопної лінії. Таким чином, правильно розраховане часткове розширення в дійсності не обумовлює втрат енергії. Зменшити розширення доцільно з метою запобігання надмірному охолодженню пневмомотора.

При створенні реверсованих пневмомоторів слід повністю відмовитись від використання енергії розширення повітря. Якщо у реверсованого пневмомотора передбачити розширення повітря при одному напрямку обертання, то при протилежному напрямку обертання матиме місце зворотний стиск.

Площа реальної індикаторної діаграми через ряд причин зменшується у порівнянні із площею ідеальної діаграми. Внаслідок гідравлічних втрат у всмоктувальній лінії знижується тиск в робочій камері пневмомотора під час наповнення. В свою чергу, гідравлічні втрати у вихлопній лінії підвищують тиск під час виштовхування. Кути діаграми скруглюються, оскільки розподільник потоків повітря не може спрацьовувати миттєво. При роботі пневмомотора на високій частоті обертання на вид індикаторної діаграми може впливати інерція повітря. Різноманітні відхилення реальної діаграми від ідеальної виникають також якщо мотор неправильно відрегульований або режим його роботи не відповідає розрахунковому.

Таким чином, площа індикаторної діаграми реального пневмомотора і отримана індикаторна робота, яку позначимо через  $A_i$ , виявляються менші ніж аналогічні показники ідеальної машини.

**Індикаторна потужність і момент пневмомотора.** Якщо відома індикаторна робота  $A_i$ , що отримується за один оберт в одній робочій камері пневмомотора, то за її допомогою можна визначити індикаторну потужність і момент.

Індикаторна потужність

$$P_i = A_i z n, \quad (16.21)$$

де  $z$  – кількість робочих камер, що працюють паралельно;  $n$  – частота обертання мотора.

Середній індикаторний момент

$$M_i = A_i z / 2\pi, \quad (16.22)$$

оскільки робота дорівнює добутку моменту на кут повороту  $A = M \phi$ , при цьому  $\phi = 2\pi$ .

Більш зручно використовувати поняття *середнього індикаторного тиску*. Площа реальної індикаторної діаграми може бути замінена рівновеликою площею прямокутника (рис. 16.12). Отже

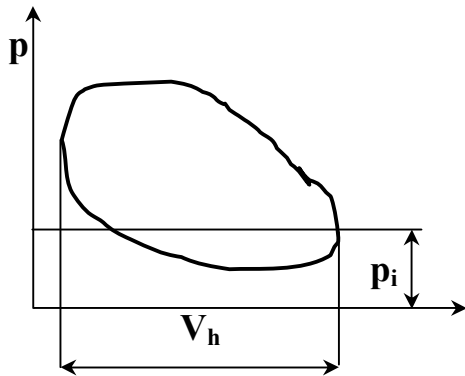


Рис. 16.12. До визначення середнього індикаторного тиску

$$A_i = V_h p_i, \quad (16.23)$$

де  $V_h$  - об'єм робочої камери;  $p_i$  - середній індикаторний тиск.

При підстановці виразу (16.23) в попередні формули отримуємо

$$P_i = V_h z p_i n; \quad (16.24)$$

$$M_i = V_h z p_i / 2\pi. \quad (16.25)$$

Якщо використовувати позначення

$$q = V_h z / 2\pi, \quad (16.26)$$

що виражає робочий об'єм пневмотора в розрахунку на один радіан, отримуємо формулу

$$M_i = q p_i. \quad (16.27)$$

Отриманий вираз (16.27) аналогічний формулі, що застосовується для обчислення крутного моменту гідродвигуна.

Ефективна потужність і ефективний момент на валу пневмотора будуть відповідно меншими внаслідок втрат на механічне тертя. Дані втрати враховуються за допомогою *механічного ККД*  $\eta_m$ . Отже, ефективна потужність пневмотора дорівнює

$$P_e = \eta_m A_i z n = \eta_m q p_i \omega \quad (16.28)$$

і середній ефективний момент

$$M_e = \eta_m q p_i, \quad (16.29)$$

де  $\omega$  - кутова швидкість.

**Зовнішні механічні характеристика пневмотора.** Зовнішньою механічною характеристикою пневмотора називається залежність між ефективним моментом і частотою обертання мотора, подана, звичайно, у графічному вигляді.

Загальне уявлення про вид зовнішніх характеристик мотора можна отримати шляхом аналізу вищенаведених виразів для крутного моменту. У ідеального пневмотора крутний момент не залежить від частоти обер-

тання, тому його зовнішня характеристика є горизонтальною прямою, положення по висоті якої визначається тиском живлення  $p_{ж}$  (рис. 16.13). У реального пневмомотора середній індикаторний тиск зменшується зі збільшенням частоти обертання, оскільки при цьому зростають гідравлічні втрати тиску і відповідно зменшується площа індикаторної діаграми.

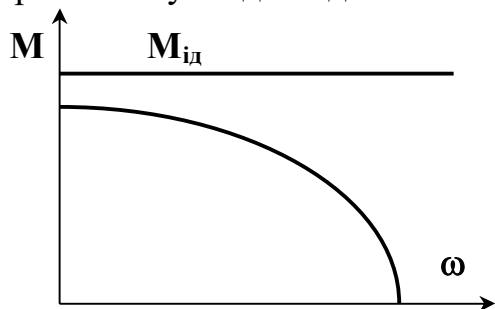


Рис. 16.13. Зовнішні характеристики об'ємного пневмомотора

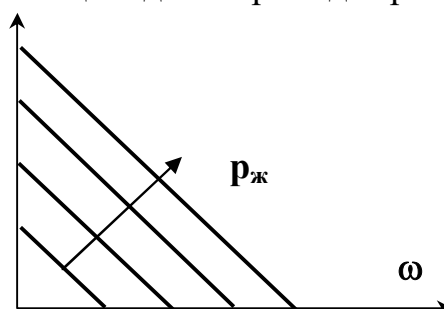


Рис. 16.14. Залежність зовнішньої характеристики пневмомотора від тиску живлення

Таким чином, зовнішня характеристика пневмомотора є падаючою. При зміні тиску живлення  $p_{ж}$  отримуємо ряд характеристик з параметром  $p_{ж}$  (рис. 16.14).

Однак падіння характеристик не є крутим. Внаслідок цього зовнішня характеристика мотора є м'якою. В цьому зв'язку частота його обертання істотно залежить від навантаження і є змінною. Тому пневмомотор на холостому ходу схильний до розносу, тобто при відсутності навантаження розвиває дуже високі оберти. Максимальна частота обертання обмежується критичною швидкістю потоку повітря, яка дорівнює місцевій швидкості звуку.

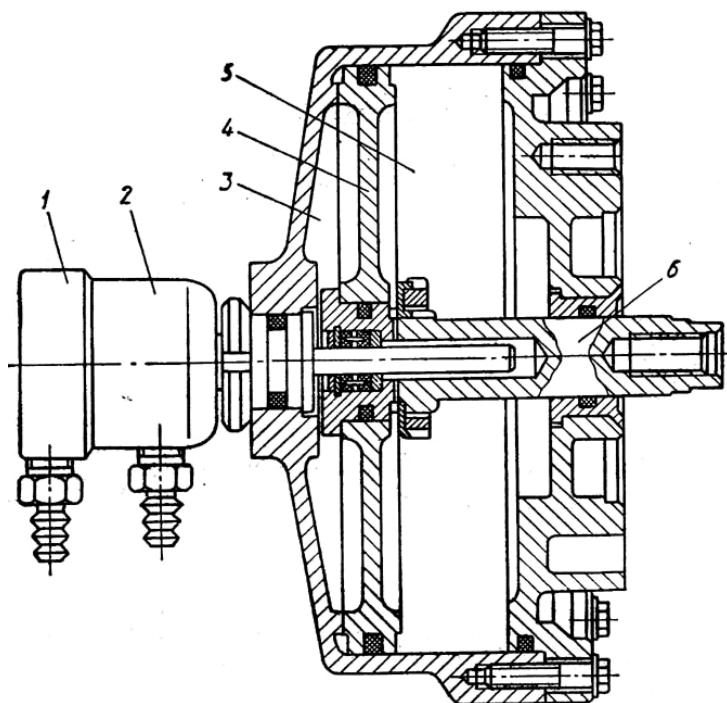


Рис. 16.15. Обертовий пневмоциліндр П-ЦВ

### 16.2.3. Спеціальні пневмодвигуни металорізальних верстатів, промислових роботів і маніпуляторів

**Обертові пневмоциліндри** застосовують в якості привода кулачкових і цангових патронів, що затискають штучні заготовки або прутки при обробці на токарних, токарно-револьверних і інших верстатах. Вони можуть бути з суцільними і пустотілими штоками, одно- і двосторонньої дії.

Варіант конструкції обертового пневмоциліндра П-ЦВ показаний на рис. 16.15. Пневмоциліндр установлюється на задньому кінці шпинделя верстата і обертається разом зі шпинделем. Стиснене повітря підводиться через спеціальну муфту. Корпус 2 муфти і кришка 1, в яких виконані приєднувальні отвори для повітряпроводів, нерухомі при обертанні циліндра. Зусилля, що створюється на поршні 4 тиском повітря, підведеним в одну з порожнин 3 або 5, передається затискному патрону через шток 6 і з'єднану з ним за допомогою різьби штангу. В залежності від конструкції патрона зусилля під час затиску може бути тяговим або штовхальним. Розтискання відбувається на зворотному ході поршня пневмоциліндра.

**Багатопозиційні пневмодвигуни** дискретної дії можна використовувати в якості позиціонерів, якщо число фіксованих позицій робочого органа є невеликим. Для отримання трьох-чотирьох фіксованих положень

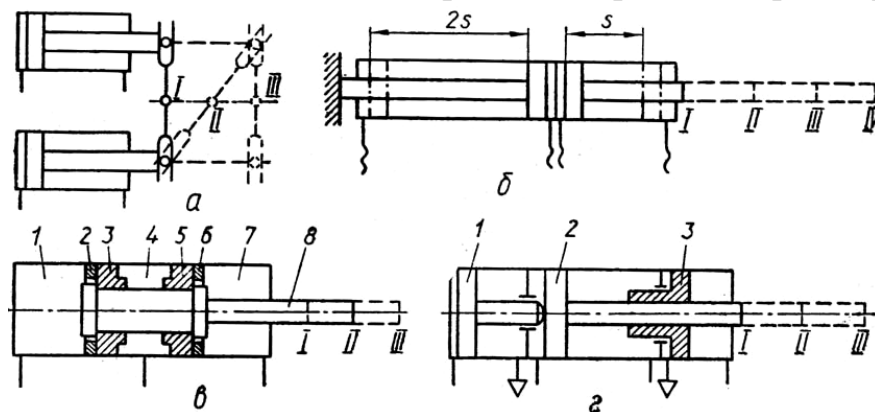


Рис. 16.16. Схеми пневматичних позиціонерів: а, в, г – трипозиційного; б – телескопічного

використовують схеми зі звичайними двопозиційними пневмоциліндрами або циліндрами спеціальних конструкцій. Схема трипозиційного привода, скомпанованого на базі звичайних пневмоциліндрів, штоки яких зв'язані за допомогою куліси, показана на рис. 16.16, а. Середня точка куліси шарнірно з'єднана з ланкою, що переміщується. При послідовному спрацьовуванні пневмоциліндрів вона займає положення I, II, III. Схема телескопічного позиціонера (рис. 16.16, б), який складається з двох співвісних пневмоциліндрів з різними довжинами ходів, забезпечує чотири фіксованих положення вихідної ланки. Спеціальний трипозиційний пневмоциліндр (рис.16.16, в) має три порожнини 1, 4, 7, розділені двома поршнями 3 і 5. Поршні рухомі не тільки відносно циліндра, але і відносно штока 8. Їх переміщення в циліндрі обмежене упорами 2 і 6. Місце посадки поршнів на штоці має збільшений діаметр і утворює додатковий поршень, хід якого відносно поршнів 3 і 5 обмежений буртиками. При підведенні стисненого повітря в порожнину 7 шток займає положення I. Якщо під тиском знахо-

диться порожнина 4, шток установлюється в середній позиції II. Крайне висунуте його положення III відповідає подачі повітря в порожнину 1. Ще один варіант трипозиційного пневмоциліндра показаний на рис. 16.16, г. Основний поршень 2 має два крайніх фіксованих положення I і III. Його установка та фіксація в середній позиції II забезпечується поршнями 1 і 3.

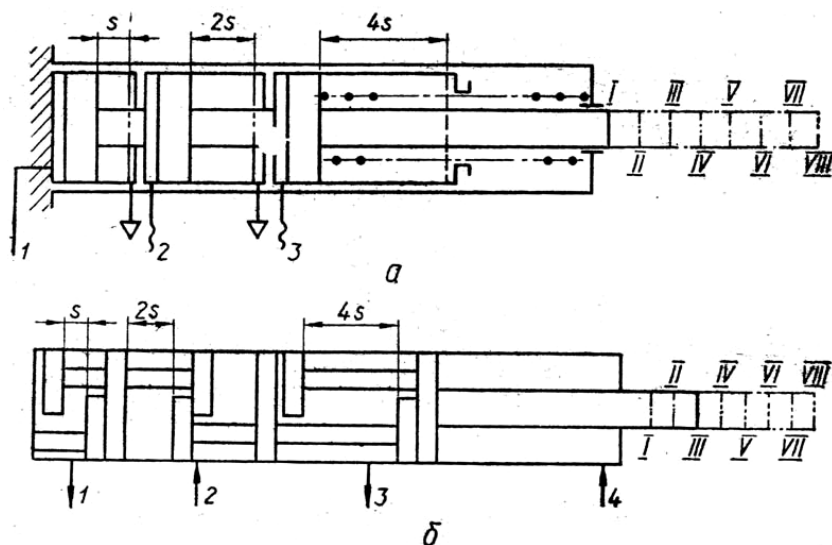


Рис. 16.17. Схеми цапфових приводів: а - двоїчного трирозрядного; б - одноциліндрового з поршнями, що плавають

го переміщує корпус наступного. Корпус першого в цьому ряду пневмоциліндрів закріплений. Хід поршня кожного наступного пневмоциліндра вдвічі більше ходу попереднього. Кількість пневмоциліндрів визначає розрядність цифрового привода. Число фіксованих позицій  $k = 2^n$ , де  $n$  – число розрядів. Для схеми, що розглядається  $n = 3$  і  $k = 2^3 = 8$ . Таким чином, привод забезпечує вісім фіксованих положень вихідної ланки в межах повного ходу  $7s$ . Ходом  $s$  молодшого розряду визначається дискретність цифрового привода. Для керування ним достатньо подавати стиснене повітря на входи 1, 2 і 3 в різноманітних комбінаціях. Наприклад, подача повітря на вхід 1 приведе до переміщення штока на виході на величину  $s$ . Якщо ж одночасно подати стиснене повітря і на вхід 3, переміщення буде  $s + 4s = 5s$ . При відсутності живлення привод займає вихідне положення під дією пружини повернення. Недолік привода – утруднене підведення повітря до порожнин рухомих пневмоциліндрів, які вимагають застосування гнучких повітряпроводів.

Вказаний недолік усунений в одноциліндровому цифровому приводі з набором поршнів, що вільно плавають, зв'язаних обмежувачами ходу (рис. 16.17, б). В прикладі набір складається з трьох поршнів. Крайній праворуч поршень з'єднаний з вихідним штоком. В штокову порожнину через канал 4 постійно підводиться стиснене повітря, тиск якого створює на поршні силу, що намагається перемістити його в крайнє ліве положення і стиснути весь пакет поршнів. Поршні, що плавають, утворюють три зам-

Різновид позиціонерів – пневматичні цифрові приводи, які дозволяють отримувати велике число фіксованих позицій вихідної ланки. Так, на базі двопозиційних пневмоциліндрів побудована схема двоїчного трирозрядного цифрового привода (рис. 16.17, а). В ньому пневмоциліндри установлені послідовно і так, що шток кожного попереднього

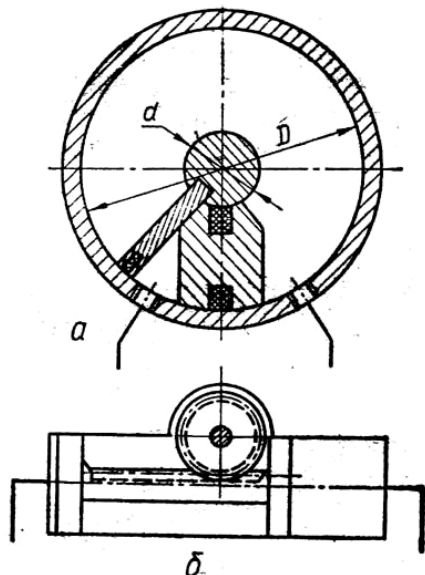
кнені порожнини з виходами 1, 2 і 3, які можуть бути з'єднаними з лінією підведення стисненого повітря або з атмосферою. На схемі поршні показані в положенні, коли входи 1 і 3 зв'язані з атмосферою, а вхід 2 – з підведенням повітря. При цьому поршні, що обмежують порожнину підведення, розсунуті до упорів, що відповідає зміщенню вихідного штока на величину  $2s$  від вихідного положення. Хід кожного з поршнів обирається кратним  $s$  і відрізняється від ходу сусіднього поршня вдвічі. Комбінуючи подачу повітря на входи 1, 2 і 3, можна отримати вісім фіксованих положень вихідного штока з дискретністю  $s$ .

**Поворотні пневмодвигуни.** Поворотний рух вихідної ланки з обмеженим кутом повороту можна отримати за допомогою спеціальних шибєрних (пластинчастих) пневмодвигунів або пневмодвигунів з лінійним переміщенням вихідної ланки у з'єднанні з передаточними механізмами рейкового, підйомового або гвинтового типу.

Шибєрний поворотний пневмодвигун (рис. 16.18, а) складається з короткого циліндра, закритого кришками, які утворюють опори для вала із закріпленою на ньому пластиною. Між кришками розташована нерухома перегородка, яка обмежує поворот вала з пластиною і розділює внутрішній об'єм циліндра на дві порожнини. Розділення порожнин забезпечується ущільненнями перегородки і ущільненням по контуру пластини. Якщо в одну з порожнин підводиться стиснене повітря на пластину діє зусилля

$$P = (p_m - p_a) [(D - d)/2] b \eta_m,$$

яке створює на вихідному валу крутний момент



$$M_k = Pa = [(p_m - p_a)] b/8 (D^2 - d^2) \eta_m.$$

Тут  $b$  – ширина пластини;  $\eta_m$  – механічний ККД пневмодвигуна;  $a = (D - d)/4 + d/2 = (D + d)/4$  – плече сили  $P$ . Для збільшення крутного моменту застосовують пневмодвигун з двома діаметрально розташованими пластинами, при цьому кут повороту вала зменшується вдвічі.

В пневмодвигуні із зубчасто-рейковою передачею (див. рис. 16.18, б) поворотний рух вала-шестерні здійснюється почерговою подачею стисненого повітря в поршневій порожнині пневмоциліндра зі здвоєним поршнем. Вибором параметрів зачеплення і довжини ходу поршня можна отримати потрібний кут повороту. Звичайно він не перевищує  $360^\circ$ ,

Рис. 16.18. Поворотні пневмодвигуни: а – шибєрний; б – із зубчасто-рейковою передачею

але в деяких випадках може відповідати декільком обертам вала. Заміна двопозиційного пневмоциліндра багатопозиційним дозволяє отримати в межах кута повороту декілька фіксованих положень вихідного вала.

**Крокові пневмодвигуни** використовуються як приводи крокових командоапаратів, комутаторів, пристроїв читання, а також в ролі позиціонерів. Періодичне лінійне або кругове переміщення на величину, кратну кроку, досягається комбінуванням звичайних поршневих або мембранних пневмодвигунів з механічними пристроями типу храпових, мальтійських або клинових механізмів, а також за допомогою спеціальних конструкцій і схем.

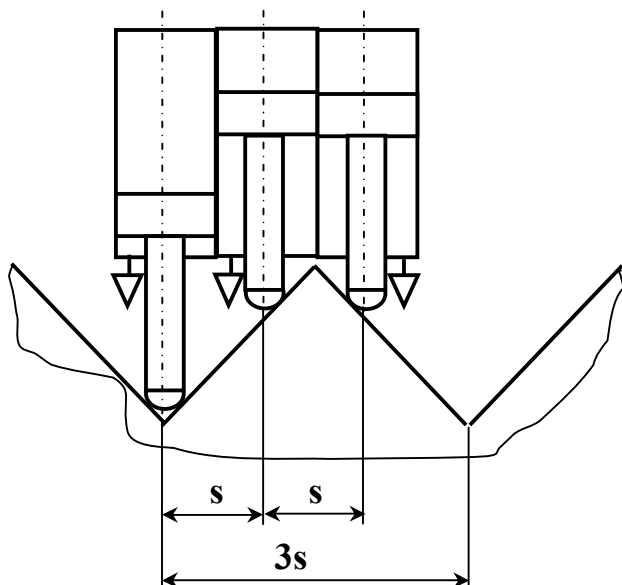


Рис. 16.19. Схема отримання крокового руху ротора пневмодвигуна клинового типу

радіально або аксіально-поршневих три- або багатозначних двигунів поворотної дії. Прикладом може служити трифазний кроковий двигун, статор якого утворює три циліндри зі штовхачами (рис. 16.19), що взаємодіють з клиновими робочими поверхнями ротора, які являють собою у розгортці зубчасту гребінку. Штовхачі зміщені по фазі відносно один одного на одну третину кроку гребінки, яка дорівнює кроку двигуна. При послідовному підведенні стисненого повітря у робочі порожнини пневмоциліндрів ротор повертається відносно статора крок за кроком. Змінюючи послідовність спрацьовування пневмоциліндрів, забезпечують реверс крокового двигуна.

Кроковий пневмодвигун “стріляючого” типу з лінійним переміщенням вихідної ланки (рис. 16.20) [44] складається з пневмоциліндра 1, зубчастої рейки 2, зв’язаної зі штоком циліндра, фіксатора 3, рухомого у перпендикулярному до осі циліндра напрямку, трипозиційного привода фіксатора з порожнинами 4, 5, 6 і трьох пневморозподільників. Рейка має зубці прямокутного профілю, що по чергово фіксуються виступами 7 і 8 фіксатора. Виступи зміщені один відносно одного: в осьовому напрямку рейки -

Найбільш розповсюджені крокові пристрої *храпового типу*. Конструктивно їх оформлюють у вигляді храпового колеса або рейки з фіксуючою заціпкою і заціпкою, що подає. Остання приводиться в дію поршневим або мембранним пневмодвигуном, при робочому ході якого здійснюється переміщення на крок, а при зворотному заціпка “набирає” черговий зуб. Під час “набору” колесо і рейка утримуються від переміщення фіксуючою заціпкою.

Крокові пневмодвигуни *клинового типу* конструктивно більш складні. За аналогією з гідравлічними їх оформлюють у вигляді

на крок  $s$ , що дорівнює половині кроку зубців рейки; в перпендикулярному до осі напрямку - на товщину рейки.

В положенні, показаному на схемі, в поршневій порожнині пневмоциліндра 1 установлюється тиск  $p_m$  стисненого повітря, а в штоковій порожнині – атмосферний тиск, тобто на поршні створюється максимальний перепад тисків. При подачі сигналу  $y_1$  стиснене повітря надходить в порожнину 6 циліндра фіксатора, викликаючи його переміщення. При цьому фіксує зуб 8 ковзує по зубу рейки, утримуючи її від руху, а виступ 7 входить в зону руху зубців рейки. В момент розфіксації рейки виступом 8, виступ 7 займає положення фіксації, але оскільки він зміщений уздовж осі рейки на крок  $s$ , остання отримує можливість рухатись. Рух починається при максимальному прискоренні із різким наростанням швидкості (“стріляючий” ефект). В момент фіксації відбувається удар, який, однак, при правильному виборі параметрів пристрою обмежений і не порушує

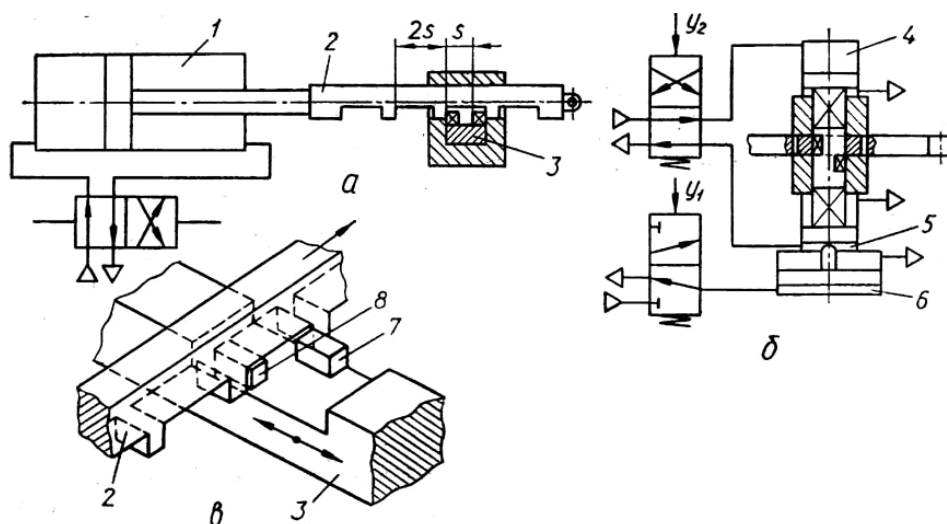


Рис. 16.20. Кроковий пневмодвигун з лінійним переміщенням вихідної ланки: а – схема; б – механізм фіксації; в – фіксатор з рейкою

роботи крокового пристрою. Якщо зняти сигнал  $y_1$ , то під дією тиску в порожнині 4 фіксатор повертається у вихідне положення, причому зміщення фіксації зубців рейки його виступами супроводжується переміщенням рейки ще на один крок. Рейка також може переміщуватись крок за кроком і в зворотному напрямку при реверсі пневмоциліндра 1.

В будь-який момент роботи крокового пневмодвигуна його вихідну ланку можна установити в одне з крайніх положень. Для цього досить подати сигнал  $y_2$ . Під дією тиску в порожнині 5 фіксатор переміщується таким чином, що обидва його виступи звільняють зону фіксації і поршень пневмоциліндра 1 разом з рейкою рухається до кінця ходу без проміжних зупинок. Розглянутий принцип отримання періодичного переміщення на крок застосовується і в крокових пневмодвигунах з круговим рухом вихідної ланки [44].



**Пневмогідрравлічні приводи** – приводи, в яких поєднуються пневматичні і гідрравлічні пристрої, причому енергоносієм є стиснене повітря, а гідрравлічна частина забезпечує стабільність швидкостей руху робочих органів. Подібні приводи застосовують в механізмах подачі агрегатних, свердильних і фрезерних верстатів. Їх переваги перед гідроприводами такі: немає громіздкої насосної установки, висока стабільність режимів руху дякуючи постійності робочих температур і в'язкості рідини, немає пульсацій подачі рідини. Серед основних недоліків пневмогідрравлічних приводів слід вказати складність їх конструкції, низький рівень робочих тисків і пов'язані з ним значні розміри виконавчих пристроїв навіть при невеликих навантаженнях, низький ККД.

Типові схеми пневмогідрравлічних приводів наведені на рис. 16.21. Схема з розділеними циліндрами (див. рис. 16.21, а) забезпечує стабільність

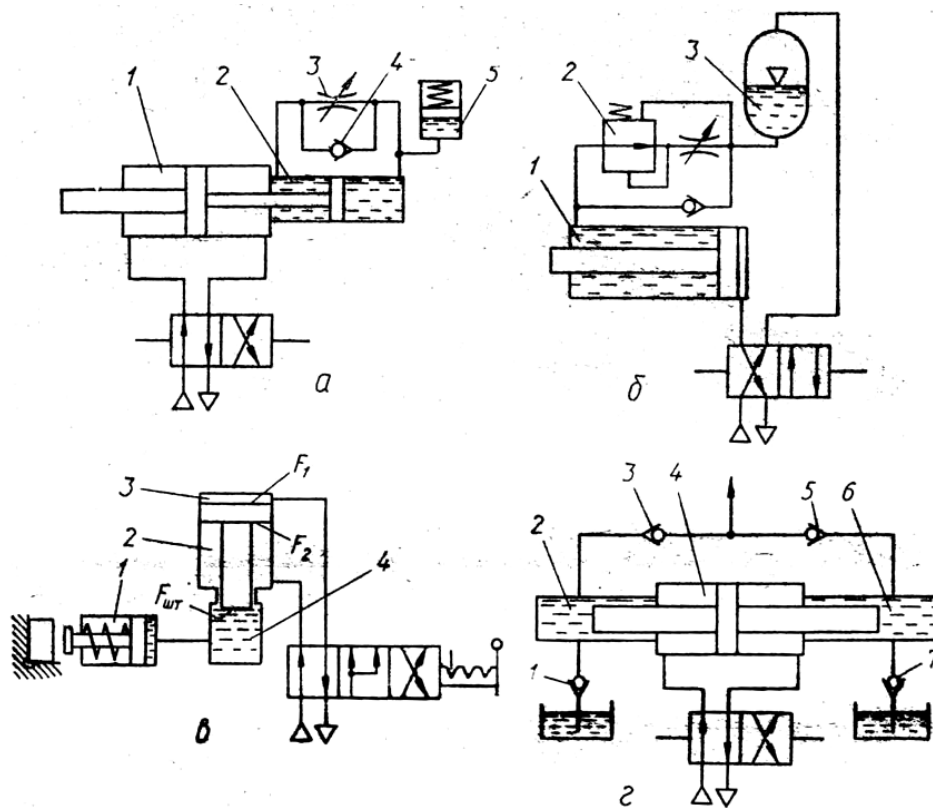


Рис. 16.21. Схеми пневмогідрравлічних приводів: а – з розділеними циліндрами; б – із суміщеним циліндром; в – з перетворювачем; г – з насосом

швидкості руху штока пневмоциліндра 1 ліворуч за рахунок веденого гідроциліндра 2, поршень якого витискує рідину зі штокової порожнини в поршневу через дросель 3. Налаштуванням дроселя встановлюють потрібну швидкість. Оскільки об'єми порожнин гідроциліндра різні, в схемі передбачений компенсатор 5. Швидкість зворотного ходу визначається швидкістю руху поршня пневмоциліндра. Рідина при цьому вільно перетікає з поршневої порожнини в штокову через зворотний клапан 4. Її надлишок над-

ходить у компенсатор. Діаметр гідроциліндра обирають з умови задовільної роботи дроселя при мінімально допустимих для нього витратах рідини.

Схема із суміщеним циліндром і пневмогідрравлічним витискувачем показана на рис. 16.21, б. В штоковій порожнині суміщеного циліндра 1 знаходиться рідина, в поршневій – повітря. Під час руху поршня ліворуч його швидкість може змінюватись за допомогою дроселя з регулятором 2, що забезпечує стабільність швидкості в умовах дії змінної сили опору  $P$ . При зворотному ході стиснене повітря подається в пневмогідрравлічний витискувач 3, що служить для перетворення тиску повітря в рівний за величиною тиск рідини. Під його дією поршень повертається у вихідне положення.

На рис. 16.21, в показана схема з пневмогідрравлічним перетворювачем, який трансформує низький тиск повітря у високий тиск рідини. Особливість схеми полягає в тому, що перетворювач в неї може працювати і в режимі витискувача. В середній позиції пневморозподільвача повітря з надлишковим тиском  $p_n$  підводиться в порожнини 2 і 3 циліндра перетворювача, створюючи на його поршні зусилля  $p_n (F_1 - F_2) = p_n F_{шт}$ . Якщо нехтувати втратами на тертя, то рідина буде витіснятись з порожнини 4 з тиском  $p_{p,n} = p_n$ , тобто без підсилення. Затискний циліндр 1 здійснює при цьому попереднє затискання заготовки. Якщо тиск повітря підводиться тільки в порожнину 3, рідина буде витіснятись з максимальним тиском  $p_{p,n1} = p_n (F_1 / F_{шт})$ , який створює потрібне затискне зусилля.

Пневмогідрравлічний насос (див. рис. 16.21, г) складається з пневмоциліндра 4 з двостороннім штоком і двох робочих камер 2 і 6 зі всмоктувальними 1 і 7 і нагнітальними 3 і 5 клапанами. Під час руху поршня пневмоциліндра рідина витісняється у напірну лінію (з підсиленням тиску) з одної камери і одночасно всмоктується з бака в іншу. Схеми, в яких використовуються подібні насоси, власне гідрравлічні, але перед звичайними гідрросхемами мають названі вище переваги.

## Література

1. Кузнецов Ю.Н. Станки с ЧПУ: Учеб. Пособие. – К.: Вища шк., 1991. – 278 с.
2. Следящие электроприводы станков с ЧПУ/ А.М. Лебедев, Р.Т.Орлова, А.В. Пельцев. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 223 с.
3. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных втузов/Под ред. В.Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с., ил.
4. Металлорежущие станки и автоматы: Учебник для машиностроительных втузов/ Под ред. А.С. Проникова. М.: Машиностроение, 1981. – 479 с., ил.
5. Эффективность применения высокомоментных двигателей в станкостроении/ Э.Г. Королев, И.А. Волкомирский, А.М. Лебедев и др.. – М.: Машиностроение, 1981. – 144 с.
6. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. - М.: Машиностроение, 1974. - 607 с.
7. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. - М.: Машиностроение, 1975. - 288 с.
8. Машиностроительный гидропривод/ Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др.; под ред. В.Н. Прокофьева. - М.: Машиностроение, 1978. - 495 с.
9. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов: Справ. пособие. - М.: Машиностроение, 1975. - 272 с.
10. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1988. - 512 с.
11. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. - М.: Машиностроение, 1979. - 232 с.
12. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы. - К.: Вища шк. Головное изд-во, 1980. - 232 с.
13. Докукин А.В., Рогов А.Я, Фейфец Л.С. Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия. - М.: Машиностроение, 1980. - 288 с.
14. Дьячков Б.И. Высокомоментные моторы однократного действия. - М.: Машиностроение, 1980. - 119 с.
15. Келлерман Ю.И. О синтезе пневматических систем управления, заданных на языке ЯРУС// Пневматика и гидравлика. - М., 1977. - Вып. 4. - С. 108-112.
16. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы/ Т.М.Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с.
17. Осецкий А.О. Некоторые вопросы регулирования скоростей в гидроприводах металлорежущих станков. - В сб.: «Исследования в области металлорежущих станков». Вып. 4. М.: Машгиз, 1961. - С.112-117.
18. Великанов К.М., Решетихин Н.В. Изменение экономической эффективности вариантов гидропривода металлорежущих станков в зависимости от мощности. - “Научно-технический информационный бюллетень”, 1960, №4.

19. Зайченко И.З. Развитие автоматического гидропривода. - В сб. «Автоматизация привода и управления машин». М.: Наука, 1967.
20. Коновалов В.М., Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А. Очистка рабочих жидкостей в гидроприводах станков. М.: Машиностроение, 1976. - 288с.
21. Гидроприводы объемные, пневмоприводы и смазочные системы. Выбор, монтаж и эксплуатация уплотнений/ В.Я. Скрицкий, В.М. Рябошапка, Р.Я. Каневский и др. М.: НИИмаш, 1982. - 112 с.
22. Овандер В.Б. Современные уплотнения гидропневмосистем металлообрабатывающего оборудования и промышленных роботов. М.: НИИмаш, 1982. - 44 с.
23. Абрамов Е.И, Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода: Справочник. - К.: Техніка, 1977. - 320 с.
24. Электрогидравлические усилители мощности. Методические рекомендации. М.: Минстанкинпром, 1978. - 27 с.
25. Применение гидроаппаратуры с дистанционным пропорциональным управлением на базе линейных электромагнитов с электронными согласующими блоками/ А.Я. Оксененко, В.М. Резниченко, Б.И. Говзман и др. Под ред. П.З. Гуцевича. М.: НИИмаш, 1984. - 48 с.
26. Комплектные электрогидравлические шаговые приводы для станков и промышленных роботов/ Г.И. Каменецкий, А.К. Енгальчев, Л.С.Столбов и др. М.: ЭНИМС, 1984. - 68 с.
27. Столбов Л.С, Комаревская О.В. Линейные электрогидравлические приводы станков с ЧПУ и промышленных роботов. М.: НИИмаш, 1982. - 38 с.
28. Пересадько Ю.В. Точность синхронизации автоматических синфазных гидравлических систем// Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. научн.-техн. сб. -К., 1981. - Вып. 17. - С. 43-49.
29. Машины вибрационного и виброударного действия/ Р.Д. Искович-Лотоцкий, И.Б. Матвеев, В.А. Крат.-К.: Техніка, 1982. - 208 с.
30. Патент на винахід 12377 А, Україна МПК<sup>6</sup> F15B 21/12. Генератор імпульсів тиску. / Р.Д. Искович-Лотоцкий, Р.Р. Обертюх, І.В. Севостьянов, Д.М. Климчук (UA).- №94097057. Заявлено 26.09.94; Опубл. 02.12.96, Бюл. №1.
31. Севостьянов І.В. Синтез схем вібропресів для багатокomпонентного пресування заготовок.// Вісник Вінницького політехнічного інституту. - 1998. - №1 (18). - С. 93 - 96.
32. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: у 3-х част. Частина 1. Принципи побудови агрегатно-модульного технологічного обладнання. Під ред. Ю.М. Кузнєцова. Навч. посібник для ВНЗ. – Кіровоград, 2003. – 422 с.
33. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: у 3-х част. Частина 2. Проектування та дослідження вузлів агрегатно-модульного технологічного обладнання. Під ред. Ю.М. Кузнєцова. Навч. посібник для ВНЗ. – Кіровоград, 2003. – 286 с.
34. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: у 3-х част. Частина 3. Агрегатно-модульне технологічне обладнання нового покоління, його оснащення та інструментальне забезпечення. Під ред. Ю.М. Кузнєцова. Навч. посібник для ВНЗ. – Кіровоград, 2003. – 507 с.
35. Свешников В.К. Вращающиеся гидроцилиндры зажима патрона// Сб. науч. тр. М.: ЭНИМС, 1982. - 195 с.
36. Каменецкий Г.И. Гидравлический привод автоматической смены инструмента// Сб. науч. тр. М.: ЭНИМС, 1982. - 195 с.

37. Кузнецов Ю.Н. Станки с ЧПУ и станочные комплексы. Учебн. пособие. – К. – Тернополь: ООО «ЗМОК» - ПП «Гнозис», 1999. – 343 с.
38. Кузнецов Ю.Н. Станки-автоматы и автоматические линии. Учебн. пособие. – К.: ООО «ЗМОК» - ПП «Гнозис», 1999. – 204 с.
39. Кузнецов Ю.Н., Крыжановский В.А. Агрегатно-модульное технологическое оборудование нового поколения. К. – Кировоград: ООО «ЗМОК» - ПП «Гнозис», 1999. – 258 с.
40. Свешников В.К., Столбов Л.С., Усов А.А. Гидроприводы металлорежущих станков и промышленных роботов (манипуляторов). М.: НИИмаш, 1983. – 45 с.
41. Яковенко В.В. и др. Адаптивная система управления тяжелыми универсальными токарными станками// Станки и инструмент. - 1978. - №2. - С. 11 - 12.
42. Воскресенский Л.А., Артемьев В.И. Повышение производительности шлифшлифования путем использования автоматической системы регулирования// Станки и инструмент. - 1973. - №3. - С. 27.
43. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник/ Под ред. Е.В. Герц. – М.: Машиностроение. - 1981. – 408 с.
44. Федоренко В.А., Педченко М.Н., Кухаренко А.В. Расчет пневматических и пневмогидравлических цикловых систем. – К.: Техніка, 1981. – 184с.

*Навчальне видання*

**Ростислав Дмитрович Іскович-Лотоцький,  
Іван Вячеславович Севостьянов**

**ПРИВОДИ АВТОМАТИЗОВАНОГО  
УСТАТКУВАННЯ**

Навчальний посібник

Оригінал-макет підготовлено автором І.В. Севастяновим  
Редактор В.О.Дружиніна

Видавництво ВНТУ “УНІВЕРСУМ- Вінниця”  
Свідоцтво Держкомінформу України  
серія ДК № 746 від 25.12.2001 р.  
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВНТУ

Підписано до друку  
Формат 29,7x42¼  
Друк різнографічний

Гарнітура Times New Roman  
Папір офсетний  
Ум. друк. арк.

Тираж 75 прим.  
Зам. №

Віддруковано в комп’ютерному інформаційно-видавничому центрі Вінницького національного технічного університету  
Свідоцтво Держкомінформу України  
серія ДК № 746 від 25.12.2001 р.  
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВНТУ