

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія

Є.Ф. Чекулаєв

ВИКОНАВЧІ МЕХАНІЗМИ І РЕГУЛЮЮЧІ ОРГАНИ

Навчальний посібник

(Видання стереотипне)

Рекомендовано
Міністерством освіти і науки України
для студентів денної і заочної форм навчання спеціальності 151

Затверджено
на засіданні
методичної ради
Протокол

Краматорськ 2018

УДК 681.587.3
ББК 32.96-04
Ч-37

Рецензенти:

Спори́хін В.Я. – доктор технічних наук, професор Донецького національного технічного університету

Пивоваров Л.В. – доктор технічних наук, професор Слов'янського державного педагогічного університету

Палашек О.Г. – технічний директор Краматорського заводу важкого верстатобудування (ОАО КЗВВ)

Роганов Л.Л. – доктор технічних наук, професор, зав. кафедри “Машини і технології обробки металів тиском”, ДДМА

Верешко В.П. – головний конструктор конструкторсько-виробничого центру „НКМЗ-автоматика”

Гриф надано Міністерством освіти і науки України
Лист № 14/18.2 – 2894 від 16.12.2005

Чекулаєв Є.Ф.

Ч-37 Виконавчі механізми і регулюючі органи: Навчальний посібник. – 3-є вид., стер. – Краматорськ: ДДМА, 2018. – 196с.
ISBN 966-379-044-X

Викладено зміст розділів дисципліни, наведені роз'яснення до самостійної роботи студентів при вивченні програмних питань з посиленням на літературні джерела, технічні характеристики і методика вибору основних елементів автоматизованих систем, контрольні питання для самоперевірки засвоєння розділів дисципліни, а також завдання для контрольних робіт.

Призначено для студентів спеціальності «Автоматизоване управління технологічними процесами»

УДК 681.587.3
ББК 32.96-04

ISBN 966-379-044-X

© Є.Ф. Чекулаєв, 2018
© ДДМА, 2018

Зміст

ВСТУП.....	5
1 ЕЛЕМЕНТИ СЛІДКУВАЛЬНИХ ПРИВОДІВ.....	7
1.1 Виконавчі механізми	9
1.2 Джерела живлення	23
1.3 Перетворювачі роду енергії сигналів.....	34
1.4 Датчики зворотних зв'язків і коригувальні пристрої.....	47
1.5 Гідро (пнемо) апаратура з пропорційним електричним управлінням.....	55
1.6 Електрогідравлічні й електропневматичні підсилювачі потужності.....	65
1.7 Гідро(пневмо)регулятори	77
1.8 Аналогові пристрої гідро (пневмо) автоматики.....	80
1.9 Цифрові пристрої гідро(пнемо)автоматики	86
1.10 Проектування трубопроводів.....	89
1.11 Контрольні питання.....	91
1.12 Контрольні задання.....	93
2 ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ СЛІДКУВАЛЬНИХ ГІДРОПРИВОДІВ	
3 ДРОСЕЛЬНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ШВИДКОСТІ РУХУ.....	99
2.1 Комплектування слідкувальних гідроприводів	102
2.2 Статичний розрахунок слідкувальних гідроприводів зворотно-поступальної дії.....	108
2.3 Статичний розрахунок слідкувальних гідроприводів поворотної і обертальної дії	118
2.4 Копіювальні слідкувальні гідро(пневмо)приводи.....	122
2.5 Крокові гідро(пневмо)приводи	126
2.6 Слідкувальні гідроприводи дискретної дії.....	128
2.7 Синхронні гідроприводи.....	132
2.8 Контрольні питання.....	134
2.9 Контрольні задання.....	135
3 ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ СЛІДКУВАЛЬНИХ ГІДРОПРИВОДІВ	
3 ОБ'ЄМНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ШВИДКОСТІ РУХУ.....	143
3.1 Комплектування слідкувальних гідроприводів	146
3.2 Статичний розрахунок слідкувальних гідроприводів зворотно-поступальної дії.....	148
3.3 Статичний розрахунок слідкувальних гідроприводів поворотної і обертальної дії	155
3.4 Комплектні слідкувальні гідроприводи.....	159
3.5 Контрольні питання.....	161
3.6 Контрольні задання.....	161
4 ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЛІДКУВАЛЬНИХ ГІДРОПРИВОДІВ.....	168
4.1 Динамічний розрахунок перехідного процесу лінеаризованих моделей слідкувальних гідроприводів.....	168
4.2 Вплив різних нелінійностей на динамічні характеристики приводів	172
4.3 Техніко-економічне обґрунтування, техніка безпеки, протипожежна техніка, охорона середовища, надійність.....	173
4.4 Контрольні питання.....	177

ДОДАТОК А РОЗРАХУНКИ ПАРАМЕТРІВ СЛІДКУВАЛЬНОГО ГІДРОПРИВОДУ	178
A.1. Розробка функціональної схеми гідроприводу	178
A.2. Вибір із довідника гідродвигуна та розрахунок параметрів	180
A.3. Гідравлічний розрахунок параметрів трубопроводів.....	181
A.4. Розрахунок втрат тиску у місцевих гідравлічних опорах	183
A.5. Вибір гідроапаратури і визначення дійсних втрат тиску при проходженні через апарати рідини.....	184
A.6. Розрахунок сумарних втрат тиску в нагнітальному і зливному трубопроводах	186
A.7. Вибір джерела живлення	186
A.8. Розрахунок висоти усмоктування	187
A.9. Розрахунок нагнітального трубопроводу на міцність.....	189
A.10. Вибір приводного електродвигуна.....	189
A.11. Розрахунок механічних та швидкісних характеристик	189
A.12. Розрахунок параметрів передатних функцій моделі слідкувального гідроприводу.....	191
Список літератури	195

ВСТУП

При прискореному розвитку науково-технічного прогресу важлива роль належить гідравлічним і пневматичним системам регулювання і управління автоматизованим технологічним устаткуванням (металорізальні верстати; ковальсько-пресові, штампувальні і згинальні верстати; промислові маніпулятори, гнучкі виробничі лінії та ін.).

Широке застосування в технологічному устаткуванні одержали автоматизовані гідравлічні та пневматичні приводи, а також різні пристрої гідропневмоавтоматики. Це порозумівається можливістю одержання більш простим способом будь-якого виду механічного переміщення (зворотно-поступального, поворотного, обертального), зручного компанування механізмів, безступінчастого регулювання швидкості робочого органа машин у широкому діапазоні, плавних рухів і тривалих статичних зусиль. Автоматизовані гідропневмоприводи мають порівняно невеликі габарити і вагу, просту систему управління і надійний захист від перевантажень.

В автоматизованому устаткуванні знайшли застосування різні конструкції систем регулювання і управління, гідравлічних і пневматичних приводів, а також пристроїв гідропневмоавтоматики.

Функціональні можливості пристроїв гідро (пневмо) автоматики постійно розширюються з метою підвищення якості та продуктивності виробленої продукції, зниженню енерговитрат. Дисципліна «Виконавчі механізми і регулюючі органи» відноситься до циклу дисциплін професійної та практичної підготовки спеціаліста й забезпечує структурно-логічний зв'язок між дисциплінами, які формують у студента знання з теоретичних основ механіки і блоком спеціальних дисциплін з автоматизованому управління технологічним обладнанням.

У відповідності до вимог Освітньо-професійної програми і Освітньо-кваліфікаційної характеристики спеціаліста зі спеціальністю 7.092501 «Автоматизоване управління технологічними процесами» у навчальному посібнику викладені відомості про наступні змістовні модулі:

- 1 Елементи слідкувальних приводів.
- 2 Основи проектування слідкувальних гідропроводів з дросельним регулюванням швидкості руху.
- 3 Основи проектування слідкувальних гідропроводів з об'ємним регулюванням швидкості руху.
- 4 Динамічні характеристики слідкувальних гідропроводів.

Навчальний посібник ні у якому разі не замінює існуючу літературу, а тільки її доповнює.

У навчальному посібнику заведені наступні позначення параметрів:

F – зусилля, Н;

M – крутний момент, Нм;

S – площа, м²;

V – робочий об'єм гідромашини, $\frac{м^3}{об}$;

V – лінійна швидкість руху, $\frac{м}{с}$;

$\dot{\phi}$ – кутова швидкість руху, $\frac{1}{с}$;

n – частота обертання, $\frac{об}{с}$;

Q – витрата, $\frac{м^3}{с}$;

m – маса, кг;

ρ – густина, $\frac{кг}{м^3} \left(\frac{Нс^2}{м^4} \right)$;

ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості, $\frac{м^2}{с} \left(\frac{см^2}{с} \right)$;

p – тиск, $\frac{Н}{м^2}$ (кПа, МПа);

W – об'єм, $м^3$;

$L(\ell)$ – довжина, $м$;

Δp – перепад тиску, $\frac{Н}{м^2}$;

$D(d)$ – діаметр, $м$;

η – ККД;

N – потужність, $кВт(Вт)$;

P_S – оператор Лапласа;

$W(P_S)$ – передатна функція;

t – час, $с$;

$\lambda(\varepsilon)$ – коефіцієнт опору;

Re – число (критерій) Рейнольдса;

ω – частота коливань;

K_H і K_V – коефіцієнти підсилювання у відповідності до навантаження і швидкості руху;

f – наведений коефіцієнт грузлого тертя, $\frac{Нс}{м}$;

J – момент інерції обертючих мас, $Нмс^2$;

E_{np} – наведений модуль пружності, $\frac{Н}{м^2}$.

1 ЕЛЕМЕНТИ СЛІДКУВАЛЬНИХ ПРИВОДІВ

Різновиди виконавчих механізмів, застосовуваних в автоматизованих гідравлічних (пневматичних) приводах і системах, особливості конструкцій, принцип дії й область застосування.

Вибір виконавчого механізму в залежності від різних характеристик технологічного процесу і критеріїв: надійності; відносини маси до створюваної номінальної потужності; залежності швидкості наростання пускової потужності до номінальної потужності.

Розрахункові залежності між вхідними і вихідними параметрами виконавчих механізмів. Динамічна твердість гідропневмоциліндрів. Диференціальні рівняння руху і передатні функції.

Джерела живлення робітничим середовищем автоматизованих систем, їхнього різновиду, область застосування.

Джерела живлення гідросистем, що забезпечують постійну витрату, і джерела живлення, що створюють постійний тиск. Гідросистеми, принцип роботи, основні розрахункові залежності між вхідними і вихідними параметрами. Диференціальні рівняння їхнього функціонування, передатні функції.

Насосно-акумуляторні станції, їхнє призначення, доцільність їхнього використання. Розрахунок корисного обсягу акумулятору і вибір стандартних типів акумуляторів за навантажувальною характеристикою.

Електромеханічні перетворювачі: електромагнітні, диференціальні, поляризовані та крокові. Конструктивні схеми, принцип дії. Диференціальні рівняння функціонування, передатні функції.

Чуттєві регульовані елементи, їхня класифікація, область застосування. Потенціометри типу «сопло-заслінка», «струминна трубка», «голчастий дросель», «мікрозолотник». Розрахункові залежності навантажувальної і витратної характеристик, диференціальні рівняння функціонування, передатні функції.

Регульовані та направляючі гідропневмоперетворювачі золотникового типу з циліндричним і плоским золотниками, їхні різновиди, конструктивні схеми, принцип роботи, область застосування. Розрахунок витратної і навантажувальної характеристик, диференціальні рівняння функціонування, передатні функції.

Різновид зворотних зв'язків, їхнє призначення, область застосування. Механічні та гідравлічні зворотні зв'язки, розрахунок коефіцієнта передачі.

Основні відомості про функціонування датчиків, що перетворюють параметри гідропневмосистем в електричний сигнал на виході: контактних, індуктивних, ємнісних, тензометричних, електрохімічних, фотоімпульсних і електромеханічних. Конструкції, принцип дії, диференціальні рівняння, коефіцієнти передачі та передатні функції датчиків.

Датчики, що вимірюють тиск робітничого середовища, і реле тиску мембранного та золотникового типів. Конструктивні схеми датчиків, принцип роботи.

Корегувальні пристрої, їхнє призначення. Гідравлічні та гідромеханічні пристрої: підсумовуючі, диференціюючі, інтегруючі. Схеми пристроїв, принцип дії, диференціальні рівняння функціонування, передатні функції.

Гідропневмоапаратура, застосовувана в автоматизованих приводах: запобіжні та редуційні клапани; регулятори витрати; дроселі та дроселюючі розподільники. Конструктивне оформлення, принцип дії, область застосування, диференціальні рівняння функціонування, передатні функції.

Електрогідравлічні (електропневматичні) підсилювачі потужності, особливості конструкцій, їхня класифікація, область застосування.

Гідравлічний міст, гідравлічна схема, розрахунок витратної і навантажувальної характеристик моста. Диференціальні рівняння функціонування і передатні функції гідравлічного моста без зворотного зв'язку та зі зворотним гідравлічним зв'язком за положенням.

Двокаскадні гідропневмопідсилювачі потужності, їхні конструктивні схеми, принцип дії, область застосування. Передатні функції підсилювачів.

Електрогідравлічна аналогія, втрати напруги (тиску) у RLC – ланцюга, передатні функції опорів. Операційний (вирішальний) підсилювач, схема, принцип дії, передатна функція. Передатні функції і схеми регуляторів П, І, Д, ПД.

Аналогові елементи і пристрої гідропневмоавтоматики: мультиплікатори дискретної і безупинної дії; пристрої для очищення рідини і повітря; регулятори втрати; реле витримки часу; гідрозамки одnobічної та двобічної дії. Конструктивні схеми, принцип дії, область застосування, методика вибору стандартних елементів із довідника. Розрахункові залежності втрат тиску рідини.

Пристрої гідропневмоавтоматики: опори, ємності, пружні елементи, підсилювачі і перетворювачі, конструктивні схеми, розрахункові залежності параметрів. Цифрові системи: універсальна система елементів промислової пневмоавтоматики (УСЕППА) і струминна пневмоавтоматика (ВОЛГА). Логічні елементи систем, їхні схеми і булеві функції функціонування елементів. Основи синтезу пристроїв на базі комбінаційних і послідовнісних логічних схем.

Зміст модуля викладений у літературі [1, с.8-114, 133-144; 2, с.30-66; 3, с.272-357, 402-409; 4, с.6-8; 6, с.143-148; 9, с.57-171, 201-350; 10, с.73-167; 13, с.15-65, 237-407; 15, с.25-103, 133-185, 272-332; 16, с.42-148, 193-216, 255-263, 344-411; 17, с.22-110, 140-167, 182-229].

1.1 Виконавчі механізми

У гідравлічних і пневматичних приводах, а також у системах управління застосовуються механізми, які забезпечують зворотно-поступальний, поворотний і обертальний рухи.

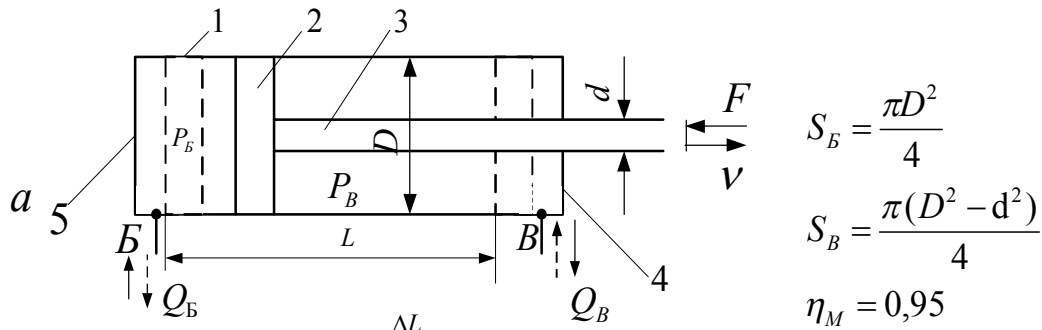
Вибір виконавчих механізмів здійснюється на підставі технічних умов технологічного процесу: статичного навантаження; максимальної і мінімальної швидкості руху; момента (сил інерції) робочого органа машини; припустимої помилки при відпрацюванні управляючих впливів; припустимого часу протікання перехідного процесу; швидкості наростання пускової потужності; припустимих масогабаритних даних, вартості.

Дуже важливими характеристиками, що роблять значний вплив на вибір типу виконавчого механізму, є: залежність його маси від номінальної потужності та швидкості наростання пускової потужності. При виборі типу виконавчого механізму доцільно використовувати монограми, наведені, наприклад, в атласі [14, с.6-13], а також необхідно враховувати ваговий показник системи управління (відношення маси системи управління до пружності виконавчого механізму) [14, с.6-18].

Зворотно-поступальний рух забезпечується гідропневмоциліндрами з одnobічним і двобічним розташуванням штоків, механізмами з гнучким роздільником і сільфонами (рис. 1.1).

Гідро(пнеumo) циліндри складаються із наступних частин: корпусу циліндра 1, поршня 2, штока 3, прохідної кришки 4, глухої кришки 5. Для безударної зупинки поршня у крайніх положеннях, а також для плавного пуску застосовуються демпферні пристрої, які діють за умовами дроселювання через дросель 7 і зворотній клапан 8 (рис. 1.1, в).

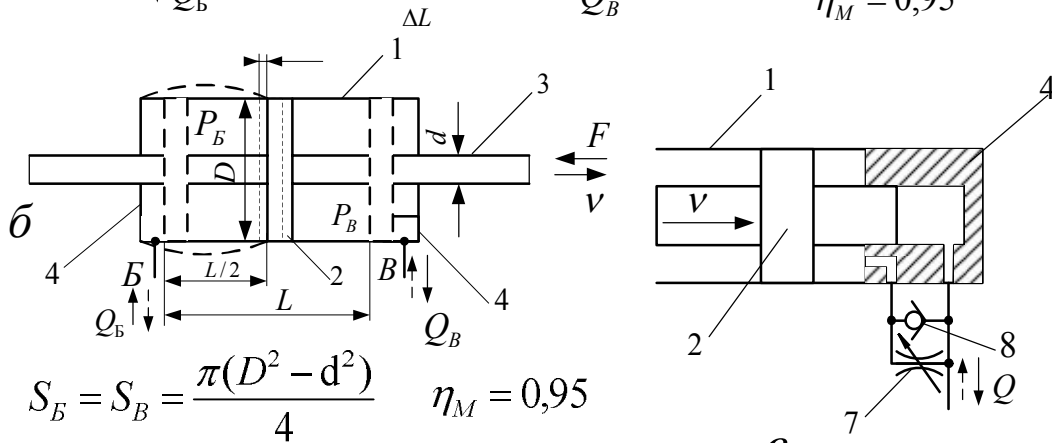
У кінематичних парах «поршень-корпус циліндра» і «шток-кришка» встановлюються різноманітні гумові (фторопластові) ущільнення (використовуються при швидкості руху до 1,5 м/с), а також у окремих випадках кільцеві капілярні щілини (рис. 1.2).



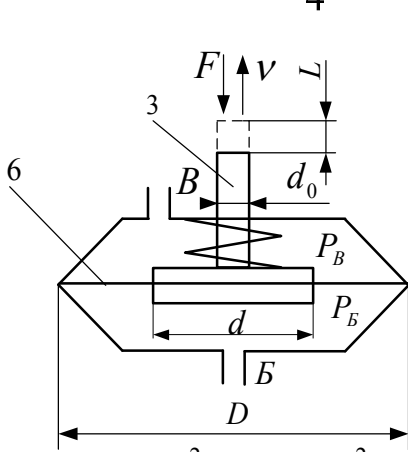
$$S_B = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$S_B = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

$$\eta_M = 0,95$$



$$S_B = S_B = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad \eta_M = 0,95$$

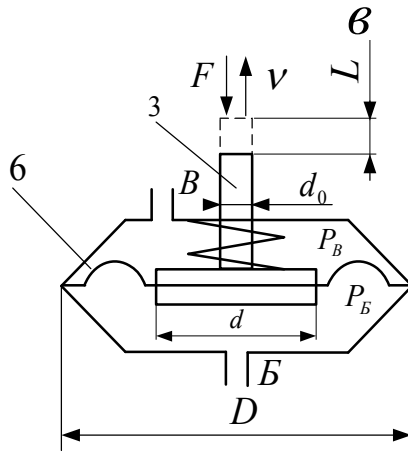


$$S_B = \frac{\pi(D^2 + Dd + d^2)}{12}$$

$$S_B = \frac{\pi(D^2 + Dd + d^2)}{12} - \frac{\pi d_0^2}{4}$$

$$\eta_M = 0,98 \quad L = 0,1D$$

г

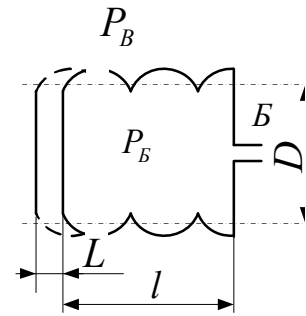


$$S_B = \frac{\pi(D^2 + Dd + d^2)}{12}$$

$$S_B = \frac{\pi(D^2 + Dd + d^2)}{12} - \frac{\pi d_0^2}{4}$$

$$\eta_M = 0,98 \quad L = 0,5D$$

д



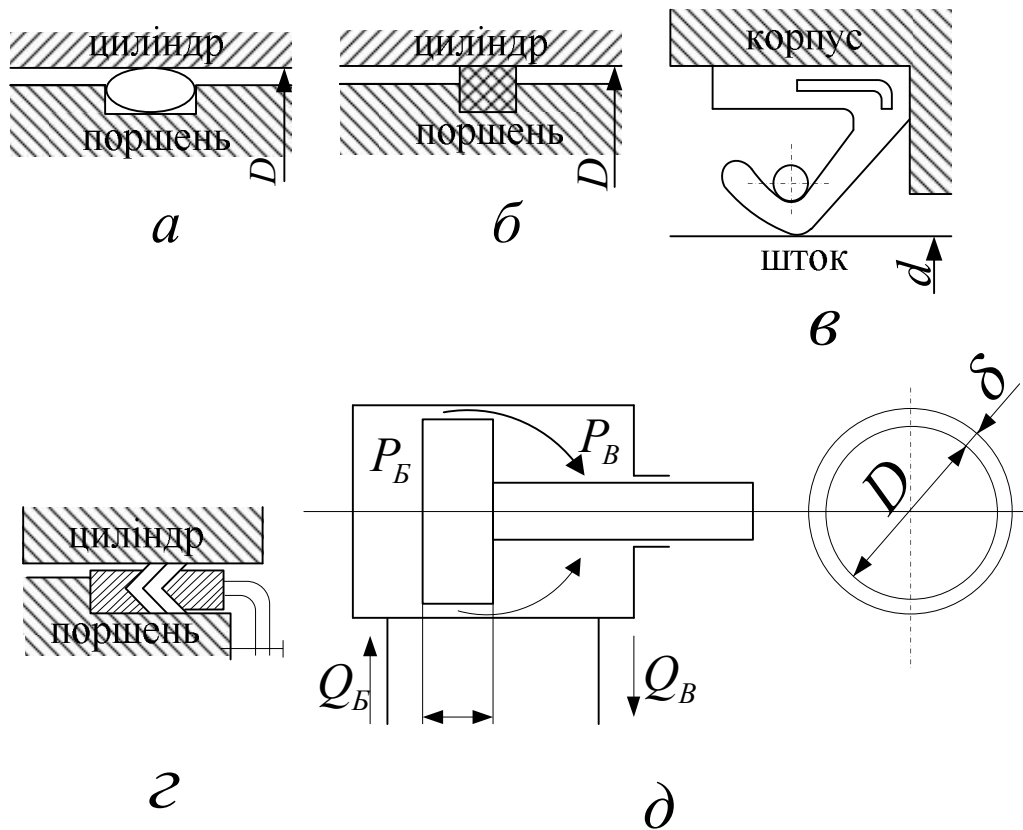
$$S_B = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$\eta_M = 0,99$$

$$L = 0,25l$$

е

а – гідропневмоциліндр з однібічним розташуванням штока;
 б - гідропневмоциліндр із двобічним розташуванням штоків;
 в – демпферний пристрій;
 г – механізм із гнучким роздільником і плоскою мембраною;
 д – механізм із гнучким роздільником і фігурною мембраною;
 е – сільфон
 1 – корпус циліндра; 2 – поршень; 3 – шток; 4 – прохідна кришка; 5 –
 глуха кришка; 6 – гумова мембрана; 7 – дросель; 8 – зворотній клапан
 Рисунок 1.1 – Виконавчі механізми зворотно-поступальної дії



а – кругле кільце (застосовується при тиску до 10МПа);
 б – поршневе кільце (застосовується при тиску до 20 МПа);
 в – монтажне уцілення (застосовується при тиску до 25 МПа);
 г – шевронне уцілення (застосовується при тиску до 35 МПа);
 д – кільцева капілярна щілина (застосовується при будь якому тиску, при швидкостях руху більше як 1,5 м/с і у слідкувальних пристроях гідроавтоматики)

Рисунок 1.2 – Уцілення кінематичних пар гідро(пневмо)циліндрів

Основні технічні характеристики гідро(пневмо) циліндра: механічні, швидкісні, а також залежності об'ємного, механічного і загального ККД.

Механічні характеристики являють собою залежність швидкості руху штока V від зусилля на штоку F при постійному значенні витрати на вході $Q_B = \text{const}$. Механічні характеристики бувають: природна (при номінальному постійному значенні Q_B) і штучні, якщо постійне значення Q_B відрізняється від номінального. Швидкісні характеристики описуються залежністю швидкості руху V від значення Q_B при постійному зусиллю на штоку $F = \text{const}$.

Об'ємний ККД гідроциліндра

$$\eta_0 = \frac{Q_B - \Delta Q_y}{Q_B} = 1 - \frac{\Delta Q_y}{Q_B},$$

де ΔQ_y - витрати рідини через кільцеве капілярне уцілення,

$$\Delta Q_y = \frac{2,5\pi D \delta^3}{12\mu l} P = K_y P,$$

де K_y - коефіцієнт витoku рідини,

$$K_y = \frac{2,5\pi D \delta^3}{12\mu l};$$

μ - динамічний коефіцієнт в'язкості;

P - перепад тиску, $P = P_B - P_B$;

δ - товщина капілярної щілини.

Якщо у кінематичної парі встановлені гумові (фторопластові) ущільнення, то $\Delta Q_y = 0$, а $\eta_0 = 1$.

Механічний ККД гідроциліндра

$$\eta_M = \frac{F}{F_i},$$

де F_i - зусилля ідеального гідроциліндру;

F - дійсне значення зусилля, $F = F_i - F_{тр}$;

$F_{тр}$ - зусилля опору тертя, $F_{тр} = f\pi D l p$;

f - коефіцієнт тертя;

$\pi D l$ - площа ущільнення.

Загальний ККД гідроциліндра

$$\eta_{заг} = \eta_0 \eta_M.$$

Зусилля на штоку гідроциліндрів F , швидкість руху поршня (штока) V та ідеальні коефіцієнти підсилення за навантаженням K_H та швидкістю K_V можуть бути визначеними за наступними залежностями:

- для одноштокового гідро(пневмо)циліндра при подачі рідини (повітря) у безштокову порожнину (штовкаюче зусилля):

$$F = (P_B S_B - P_B S_B) \eta_M; \quad V = \frac{Q_B}{S_B};$$

$$K_H = \frac{F}{P_B - P_B \frac{S_B}{S_B}}; \quad K_V = \frac{V}{Q_B} = \frac{V}{V S_B} = \frac{1}{S_B};$$

- для одноштокового гідро(пневмо)циліндра при подачі рідини (повітря) у штокову порожнину (тягнуче зусилля):

$$F = (P_B S_B - P_B S_B) \eta_M; \quad V = \frac{Q_B}{S_B}; \quad K_H = \frac{F}{P_B - P_B \frac{S_B}{S_B}};$$

$$K_V = \frac{V}{Q_B} = \frac{V}{V S_B} = \frac{1}{S_B};$$

- для двоштокового гідро (пневмо)циліндра при подачі рідини (повітря) у штокову порожнину (штовкаюче та тягнуче зусилля):

$$F = (P_B S_B - P_B S_B) \eta_M = PS \eta_M; \quad V = \frac{Q_B}{S_B};$$

$$K_H = \frac{F}{P} = S; \quad K_V = \frac{V}{Q_B} = \frac{1}{S},$$

де P – корисний перепад тиску, $P = P_B - P_B$;

S – ефективна площа поршня;

η_M - механічний ККД циліндра, що враховує втрати зусилля на подолання сил тертя у кінематичних парах гідرو (пневмо) циліндра.

Для механізмів з гнучким розподільником і сільфону зусилля на штоку, швидкість руху і коефіцієнти підсилювання розраховуються аналогічно гідро (пневмо) циліндрам.

З довідника потрібний типорозмір виконавчого механізму зворотно – поступальної дії вибирається при дотриманні наступних умов:

$$F_{\Pi} \geq F_3; \quad V_{\Pi} \geq V_{3\text{МАКС}}; \quad L_{\Pi} \geq L_{3\text{МАКС}},$$

де F_{Π} й F_3 - відповідно номінальне паспортне і задане статичні зусилля на штоку;

V_{Π} й $V_{3\text{МАКС}}$ - відповідно припустима паспортна і задана швидкості руху штока;

L_{Π} й $L_{3\text{МАКС}}$ - відповідно паспортне і задане максимальне значення ходу штока.

Для обраного типорозміру виконавчого механізму визначаються розрахункові значення:

- корисний перепад тиску в припущенні, що тиск на виході дорівнює нулю ($P_B = 0$)

-

$$P = P_B - P_B = \frac{F_3}{S_B \eta_M};$$

- максимальна витрата на вході у механізм

$$Q_B = V_{3\text{МАКС}} S_B;$$

- максимальні витрати на виході із механізму

$$Q_B = V_{3\text{МАКС}} S_B;$$

- коефіцієнт ефективних площин поршня

$$K_S = \frac{S_B}{S_B}.$$

При дії на виконавчий механізм (див. рис. 1.1) статичного та інерційного зусилля опору у нагнетальній площині гідро (пневмо)циліндра відбувається деформація робочого середовища (рідина, газу) і твердого тіла (корпусу циліндра). У результаті поршень (мембрана) переміститься на визначену відстань ΔL . Зазначене явище враховується коефіцієнтом динамічної жорсткості C_{Π} . У інженерній практиці його прийнято розраховувати для середнього положення поршня (мембрани):

$$C_{\Pi} = \frac{F}{\Delta L}; \quad \Delta L = \frac{\Delta W}{S}; \quad \Delta W = \frac{WP}{E_{\Pi P}} = \frac{LSP}{2E_{\Pi P}};$$

$$\Delta L = \frac{LP}{2E_{\text{ПР}}}; \quad C_{\text{Ц}} = \frac{F}{\Delta L} = \frac{2PSE_{\text{ПР}}}{LP} = \frac{2SE_{\text{ПР}}}{L},$$

де $E_{\text{ПР}}$ - приведений модуль пружності робочого середовища та

$$\text{матеріалу корпусу циліндра, } E_{\text{ПР}} = E_{\text{РС}} \frac{1}{1 + \frac{E_{\text{РС}}D}{E_{\text{Ц}}\delta}};$$

L - хід поршня;

S - ефективна площа поршня;

P - корисний перепад тиску;

W - деформований об'єм;

$E_{\text{РС}}, E_{\text{Ц}}$ - модуль пружності відповідно робочого середовища і матеріала циліндра;

δ - товщина корпусу циліндра.

Диференційні рівняння, що описують роботу гідроциліндра при перехідному процесі, за умовами, що у кінематичних парах поршень – корпус циліндра і шток – кришка вставленні гумові ущільнення:

– рівняння зусиль:

$$F = F_{\text{ИН}} + F_{\text{Г.м}} + F_{\text{С}} = m\ddot{L} + f\dot{L} + F_{\text{С}},$$

– рівняння витрат:

$$Q = Q_{\text{К}} + \Delta Q_{\text{W}} = S\dot{L} + \frac{S^2}{C_{\text{Ц}}} \dot{P},$$

де F - зусилля, яке створює гідроциліндр, $F = PS$;

P - корисний перепад тиску, $P = P_{\text{Б}} - P_{\text{В}}K_{\text{С}}$;

S - ефективна площа поршня з боку нагнітальній порожнини;

$F_{\text{ИН}}$ - інерційне зусилля опору, $F_{\text{ИН}} = m\ddot{L}$;

m - маса рухливих частин циліндра і робочого органа машини;

L - довжина переміщення поршня циліндра;

$F_{\text{Г.м}}$ - зусилля опору грузлого тертя, $F_{\text{Г.м}} = f\dot{L}$;

f - коефіцієнт грузлого тертя;

$F_{\text{С}}$ - статичне зусилля опору;

Q - витрата рідини на вході у гідроциліндр;

$Q_{\text{К}}$ - корисна витрата рідини, $Q_{\text{К}} = S\dot{L}$;

ΔQ_{W} - витрата рідини за умовами деформації рідини й матеріала

$$\text{корпуса циліндра, } \Delta Q_{\text{W}} = \frac{d(\Delta W)}{dt} = \frac{LSP}{2E_{\text{ПР}}} \frac{S}{S} = \frac{S^2}{C_{\text{Ц}}} \dot{P}.$$

Тоді диференціальне рівняння буде мати вигляд при $F_{\text{С}} = 0$:

$$Q = \frac{Sm}{C_{\text{Ц}}} \ddot{L} + \frac{Sf}{C_{\text{Ц}}} \dot{L} + S\dot{L}, \text{ або}$$

$$\frac{1}{S} Q = \frac{m}{C_{\text{Ц}}} \ddot{L} + \frac{f}{C_{\text{Ц}}} \dot{L} + \dot{L}.$$

Передатна функція гідроциліндра після перетворення за Лапласом:

$$W_{\Pi}(P_S) = \frac{L(P_S)}{S(P_S)} = \frac{K_{\Pi}}{P_S(T_{\Pi}^2 P_S^2 + 2\varepsilon T_{\Pi} P_S + 1)},$$

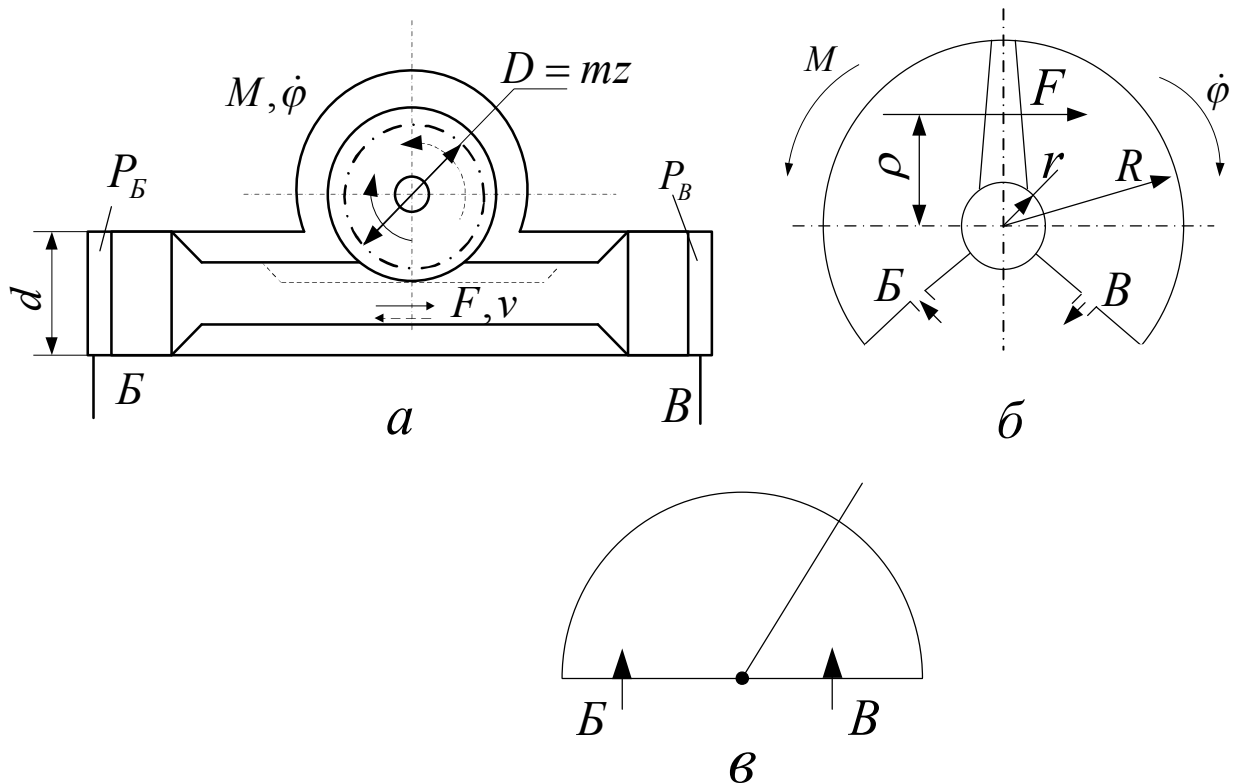
де K_{Π} - коефіцієнт передачі, $K_{\Pi} = \frac{1}{S}$;

T_{Π} - постійна часу гідроциліндра, $T_{\Pi} = \sqrt{\frac{m}{C_{\Pi}}}$;

ε - відносний коефіцієнт демпфірування коливань, $\varepsilon = \frac{f}{2\sqrt{C_{\Pi}m}}$;

P_S - оператор Лапласа.

Для виконання поворотного руху застосовуються гідравлічні та пневматичні перетворювачі прямолінійного руху у поворотний (рис 1.3, а), або поворотний гідро (пневмо) двигун (рис 1.3, б), які забезпечують поворотний рух на кут до 270° .



*а – перетворювач прямолінійного руху в поворотний;
 б – поворотний двигун; в – умовне позначення
 Рисунок 1.3 – Виконавчі механізми поворотної дії*

Розрахункові залежності вихідних параметрів: перетворювача прямолінійного руху в поворотний:

$$M = p \frac{\pi}{8} d^2 m z \eta_M = K_H p; \quad \dot{\varphi} = \frac{8}{\pi d^2 m z} Q_B = K_V Q_B,$$

а розрахункові залежності вихідних параметрів поворотного двигуна:

$$M = p \frac{R^2 - r^2}{2} b \eta_M = K_H p; \quad \dot{\varphi} = \frac{2}{(R^2 - r^2) b} Q_B = K_V Q_B,$$

де d - діаметр поршня;

R і r - відповідно радіуси лопати і вала;

m - модуль зубцюватого зачеплення;

Z - кількість зубів колеса;

b - ширина лопати;

K_H - коефіцієнт підсилення з навантаження;

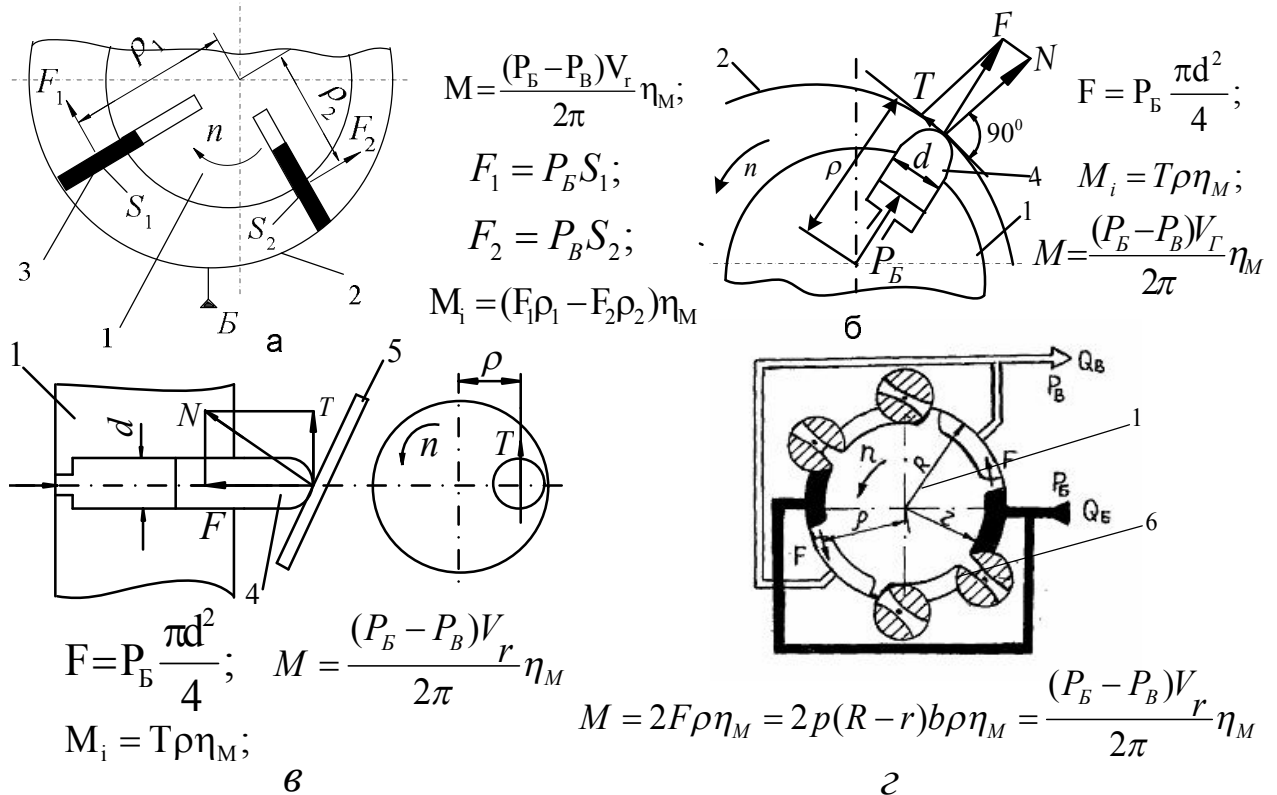
K_V - коефіцієнт підсилення з швидкості;

$P = P_B - P_B$ - корисний перепад тиску;

M - крутний момент на вихідному валу;

$\dot{\varphi}$ - кутова швидкість обертання вихідного вала.

У автоматизованих приводах широке застосування одержали гідромашини обертальної дії (рис. 1.4), принцип роботи яких заснований на взаємодії зусиль між поршнями (пластинами) і статором (наклоною шайбою). Один із основних параметрів гідро (пневмо) двигуна обертальної дії є робочий об'єм V_T . Робочим об'ємом гідро (пневмо) двигуна об'ємного типу називають об'ємну кількість робочого середовища (рідина, повітря), яке треба подати на вхід двигуна, щоб він зробив один оберт. Від цього параметра залежать як крутний момент на валі двигуна M , так і частота обертання n . Промисловість виготовляє різноманітні за конструкцією гідро двигуни, які мають відповідну технологію функціонування. Деякі машини об'ємного типу оборотні: можуть виконувати як функцію гідродвигуна, так і функцію насоса.



а – пластинчатий; б – радіально – поршневий; в – аксіально – поршневий;
 г – зубчато – ролюковий (ролюко – лопостний); 1 – ротор; 2 – статор;
 3 – пластина; 4 – поршень; 5 – шайба; б – ролюки – замикачі
 Рисунок 1.4 – Гідродвигуни обертальної дії об'ємного типу

У слідкувальних гідроприводах використовуються і високомоментні радіально – поршневі гідродвигуни (рис. 1.5), які значно підвищують крутний момент за умовами збільшення робочого об'єму V_r . Робочий об'єм таких гідродвигунів розраховується:

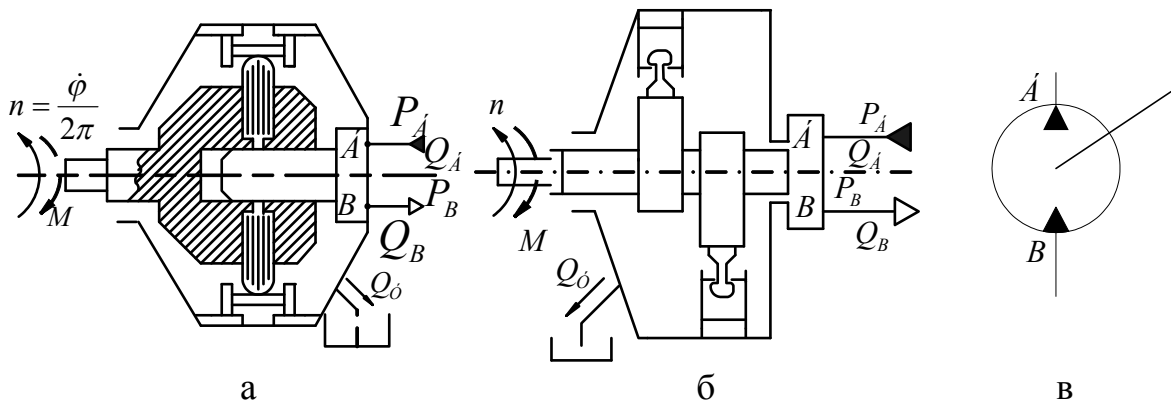
$$V_r = \frac{\pi d^2}{4} 2c z m k,$$

- де d - діаметр поршня;
- c - ексцентриситет;
- z - кількість поршнів у одному ряду;
- m - кількість рядів поршнів у роторі;
- k - кількість ходів поршня за один оберт ротора, $k > 1$.

За умовами того, що у кінематичних парах гідродвигуна відносна швидкість руху більш ніж 1,5 м/с, застосовується ущільнення у вигляді різноманітних капілярних щілин.

Основні характеристики двигуна обертальної дії: механічні та швидкісні. Механічними характеристиками називають залежність частоти обертання $n(\dot{\phi})$ від крутного моменту на валі M при постійному значенні витрат на вході Q_B , тобто $n = f(M)$ при $Q_B = \text{const}$. Механічні характеристики бувають: природна, яка одержана при номінальному

значенні Q_B , і штучні, які одержані при інших постійних значеннях Q_B . Швидкісні характеристики являють собою залежність частоти обертання $n(\dot{\phi})$ від витрати на вході у гідродвигун Q_B при постійному значенні крутного моменту M .



а- гідродвигун типу MP;

б - гідродвигун типу MPV;

в – умовне позначення гідродвигуна об'ємного типу

Рисунок 1.5 – Високомоментні гідродвигуни об'ємного типу

На рисунку 1.6 наведена схема реального гідродвигуна, який має механічні і об'ємні втрати. Якщо гідродвигун ідеальний, то таких втрат нема, і тоді коефіцієнти підсилювання розраховуються за:

- навантаженням:

$$M = \frac{P V_{\Gamma}}{2\pi}; \quad K_H = \frac{M}{P} = \frac{V_{\Gamma}}{2\pi};$$

- швидкістю руху:

$$Q_B = V_{\Gamma} n = V_{\Gamma} \frac{\dot{\phi}}{2\pi}; \quad K_V = \frac{\dot{\phi}}{Q_B} = \frac{2\pi}{V_{\Gamma}} = \frac{1}{K_H}.$$

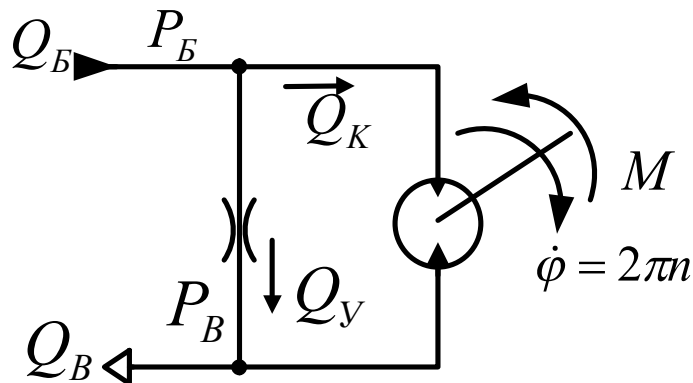


Рисунок 1.6 – Гідросхема реального двигуна

Рівняння тиску:

$$P = P_B - P_B = P_K + \Delta P.$$

Рівняння витрат:

$$Q_B = Q_K + \Delta Q_y.$$

Якщо застосувати попередню інформацію, то рівняння набудуть виду

$$P = P_K + \Delta P = \frac{M}{K_H} + \Delta P,$$
$$Q_B = Q_K + \Delta Q_y = \frac{\dot{\phi}}{K_V} + K_y P,$$

де P_K - корисний перепад тиску, $P_K = \frac{M}{K_H}$;

ΔP - втрати тиску за умовами наявності у кінематичних парах гідродвигуна тертя і місцевих опорів;

Q_K - корисне значення витрати, $Q_K = \frac{\dot{\phi}}{K_V}$;

ΔQ_y - втрати витрати робочого середовища через капілярні щілини кінематичних пар, $\Delta Q_y = K_y P$.

Тоді рівняння набуде виду

$$Q_A = \frac{\dot{\phi}}{\hat{E}_V} + \hat{E}_o \frac{\dot{I}}{\hat{E}_i} + \hat{E}_o \Delta D, \text{ або}$$
$$\dot{\phi} = K_y Q_B - K_V K_y \Delta P - K_V K_y \frac{M}{K_H},$$

де $K_V Q$ - кутова швидкість ідеального гідродвигуна,

$K_V K_y \Delta P$ - втрати швидкості за умовами наявності об'ємних та механічних втрат;

$K_V K_y \frac{M}{K_H} = \beta M$ - втрати швидкості за умовами навантаження;

β - жорсткість механічної характеристики.

На рисунку 1.7 розглянуті механічні та швидкісні характеристики гідродвигуна.

Із довідників гідродвигун вибирається при дотриманні наступних умов:

$$M_{\Pi} \geq M_3;$$

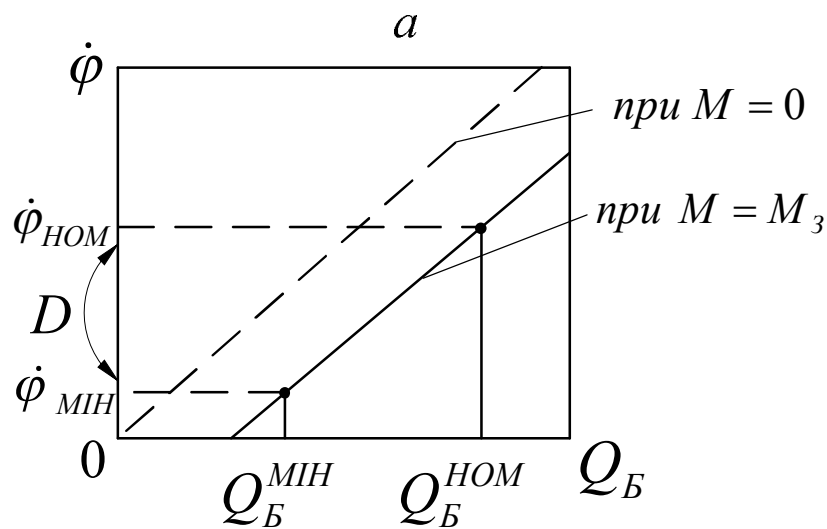
$$n_{\Pi, \text{МАКС}} \geq n_{3, \text{МАКС}};$$

$$n_{\Pi, \text{МИНИМ}} \leq n_{3, \text{МИНИМ}},$$

де M_{Π} і M_3 - відповідно паспортне і задане значення крутного моменту на валі гідродвигуна;

$n_{\Pi, \text{МАКС}}$ і $n_{3, \text{МАКС}}$ - відповідно максимальне паспортне і задане значення частоти обертання вала гідродвигуна;

$n_{\Pi, \text{МИНИМ}}$ і $n_{3, \text{МИНИМ}}$ - відповідно мінімальне паспортне і задане значення частоти обертання вала гідродвигуна.



б

а – механічні; б – швидкісні

Рисунок 1.7 – Технічні характеристики гідродвигуна

Для обраного типорозміру гідродвигуна визначаються розрахункові значення:

- корисного перепаду тиску в припущені, що тиск на виході гідродвигуна дорівнює нулю ($P_B = 0$)

$$P = P_B - P_B = \frac{2\pi M_3}{V_\Gamma \eta_M};$$

- потрібна максимальна витрата робочого середовища на вході

$$Q_B = \frac{V_\Gamma n_{3.МАКС}}{\eta_0};$$

- максимальна витрата робочого середовища на виході

$$Q_B = Q_B \eta_0 = V_\Gamma n_{3.МАКС},$$

де V_Γ - робочій об'єм гідродвигуна;

η_M - механічний ККД гідродвигуна, який враховує втрати на наявність тертя у кінематичних парах гідродвигуна;

η_0 - об'ємний ККД, який враховує втрати витрати робочого середовища через капілярні щілини кінематичних пар гідродвигуна.

Функціонування гідродвигуна в перехідному процесі описується наступними рівняннями:

- рівняння крутних моментів

$$M = M_{IH} + M_{\Gamma.T.} + M_C = J\ddot{\phi} + f\dot{\phi} + M_C,$$

- рівняння витрат

$$Q_B = Q_K + \Delta Q_v + \Delta Q_w = \frac{\dot{\phi}}{K_v} + K_v P + \frac{W}{E_{IP}} \dot{P},$$

де M - крутний момент, який забезпечується енергетикою гідродвигуна,

$$M = K_H P;$$

P - корисний перепад тиску, $P = P_B - P_B$;

M_{IH} - крутний момент витрачений на подолання зусиль інерційних мас,

$$M_{IH} = J\ddot{\phi};$$

J - момент інерції обертальних мас гідродвигуна і робочого органа машини;

$M_{Г.Т.}$ - крутний момент, витрачений на подолання зусиль грузлого тертя,

$$M_{Г.Т.} = f\dot{\phi};$$

f - коефіцієнт грузлого тертя;

M_C - крутний момент статичного опору робочого органа машини;

Q_K - корисна витрата робочого середовища, $Q_K = \frac{\dot{\phi}}{K_V}$;

ΔQ_Y - втрата витрати робочого середовища обумовлена наявністю у кінематичних парах гідродвигуна капілярних щілин, $\Delta Q_Y = K_Y P$;

K_Y - коефіцієнт виток робочого середовища;

ΔQ_W - втрата витрати за умовами наявності деформації робочого середовища і камери гідродвигуна, $\Delta Q_W = \frac{d(\Delta W)}{dt} = \frac{W}{E_{\text{ПР}}} \dot{P}$;

$E_{\text{ПР}}$ - приведений модуль пружності;

$\dot{\phi}$ - кутова швидкість вала гідродвигуна.

Якщо $M_C = 0$, система диференціальних рівнянь буде мати вигляд

$$P = \frac{J\ddot{\phi}}{K_H} + \frac{f\dot{\phi}}{K_H},$$

$$Q_B = \frac{\dot{\phi}}{K_V} + K_Y P + \frac{W}{E_{\text{ПР}}} \dot{P}.$$

Після рішення системи диференціальних рівнянь

$$Q_B = \frac{WJ}{K_H E_{\text{ПР}}} \ddot{\phi} + \frac{K_Y J E_{\text{ПР}} + Wf}{K_H E_{\text{ПР}}} \dot{\phi} + \left(\frac{1}{K_V} + \frac{K_Y f}{K_H} \right) \phi.$$

$$\frac{1}{K_V} + \frac{K_Y f}{K_H} \cdot \frac{K_V}{K_V} = \frac{1}{K_V} + \frac{\beta f}{K_V} = \frac{1 + \beta f}{K_V}.$$

Тоді диференціальне рівняння набуде виду

$$\frac{K_V}{1 + \beta f} Q_B = \frac{WJ K_V}{K_H E_{\text{ПР}} (1 + \beta f)} \ddot{\phi} + \frac{K_Y E_{\text{ПР}} J K_V + K_V Wf}{K_H E_{\text{ПР}} (1 + \beta f)} \dot{\phi} + \phi, \text{ або}$$

$$K_{\text{П}} Q_B = T_{\Gamma}^2 \ddot{\phi} + 2\varepsilon T_{\Gamma} \dot{\phi} + \phi,$$

де K_{Π} - коефіцієнт передачі, $K_{\Pi} = \frac{K_V}{1 + \beta f}$;

T_{Γ} - постійна часу гідродвигуна, $T_{\Gamma} = \sqrt{\frac{WJK_V}{K_H E_{\Pi\Pi} (1 + \beta f)}}$;

ε - відносний коефіцієнт демпфірування
коливань, $\varepsilon = \frac{K_y E_{\Pi\Pi} JK_V + K_V Wf}{2\sqrt{WJE_{\Pi\Pi} (1 + \beta f)}}$.

Після перебудови за Лапласом

$$K_{\Pi} Q_B(P_S) = T_{\Gamma}^2 P_S^3 \varphi(P_S) + 2\varepsilon T_{\Gamma} P_S^2 \varphi(P_S) + P_S \varphi(P_S).$$

Передатна функція гідродвигуна

$$W_{\Gamma}(P_S) = \frac{\varphi(P_S)}{Q_B(P_S)} = \frac{K_{\Pi}}{P_S (T_{\Gamma}^2 P_S^2 + 2\varepsilon T_{\Gamma} P_S + 1)}.$$

1.2 Джерела живлення

У гідравлічних приводах використовуються насоси об'ємного типу: шестеренні, пластинчасті, радіально-поршневі, аксіально-поршневі та клапанні (рис. 1.8). Шестеренні насоси застосовуються у допоміжних приводах, а клапанні у гідроприводах високого тиску. Цикл насосів об'ємного типу складається із етапів: усмоктування, розмикання і нагнітання. Усмоктування виникає при збільшенні об'єму робочих камер, у такому випадку у робочих камерах насоса встановлюється тиск вакууму та під тиском $P_{AT} - P_{BAK}$ із бака усмоктується рідина і заповнює об'єм робочих камер. У подальшому, робочі камери насоса роз'єднуються з баком (розмикання). Після цього об'єм робочих камер зменшується, що підвищує тиск і рідина нагнітається у гідросистему.

Пластинчасті, радіально-поршневі та аксіально-поршневі гідромашини можуть змінювати за допомогою системи управління об'єм робочих камер. Ці гідромашини, а також шестеренні машини об'ємні: можуть виконувати функції як насоса, так і гідродвигуна.

Одним із основних параметрів об'ємних гідромашин є робочий об'єм V . Робочим об'ємом називають об'ємну кількість робочого середовища, що нагнітається у гідросистему (для насосів) чи споживається з гідросистеми (для гідродвигуна) за один оберт ротора.

Робочі об'єми гідромашин (насосів і гідродвигунів) розраховуються:

- пластинчаста гідромашинна:

$$V = (2\pi R - z\delta)Bz c,$$

- радіально-поршнева гідромашина

$$V = \frac{\pi d^2}{4} 2czmk,$$

- аксіально-поршнева гідромашина

$$V = \frac{\pi d^2}{4} D \operatorname{tg}(\beta) z,$$

- клапанний насос

$$V = \frac{\pi d^2}{4} L z m,$$

де c і β - відповідно ексцентриситет статора та кут нахилу шайби;

d і δ - відповідно діаметр поршня і товщина пластини;

Z - кількість поршнів (пластин) у одному ряду;

m - кількість рядів поршней;

R - радіус статора;

D - діаметр розташування у роторі подовжніх осей поршня;

k - кількість робочих ходів поршнів за один оберт ротора;

B - ширина пластини.

Значення ексцентриситета C або кута нахилу шайби β можуть змінюватися системою управління. Це дає змогу регулювати робочий об'єм гідромашини. Таким чином, гідромашини можуть бути з нерегульованим робочим об'ємом і з регульованим робочим об'ємом.

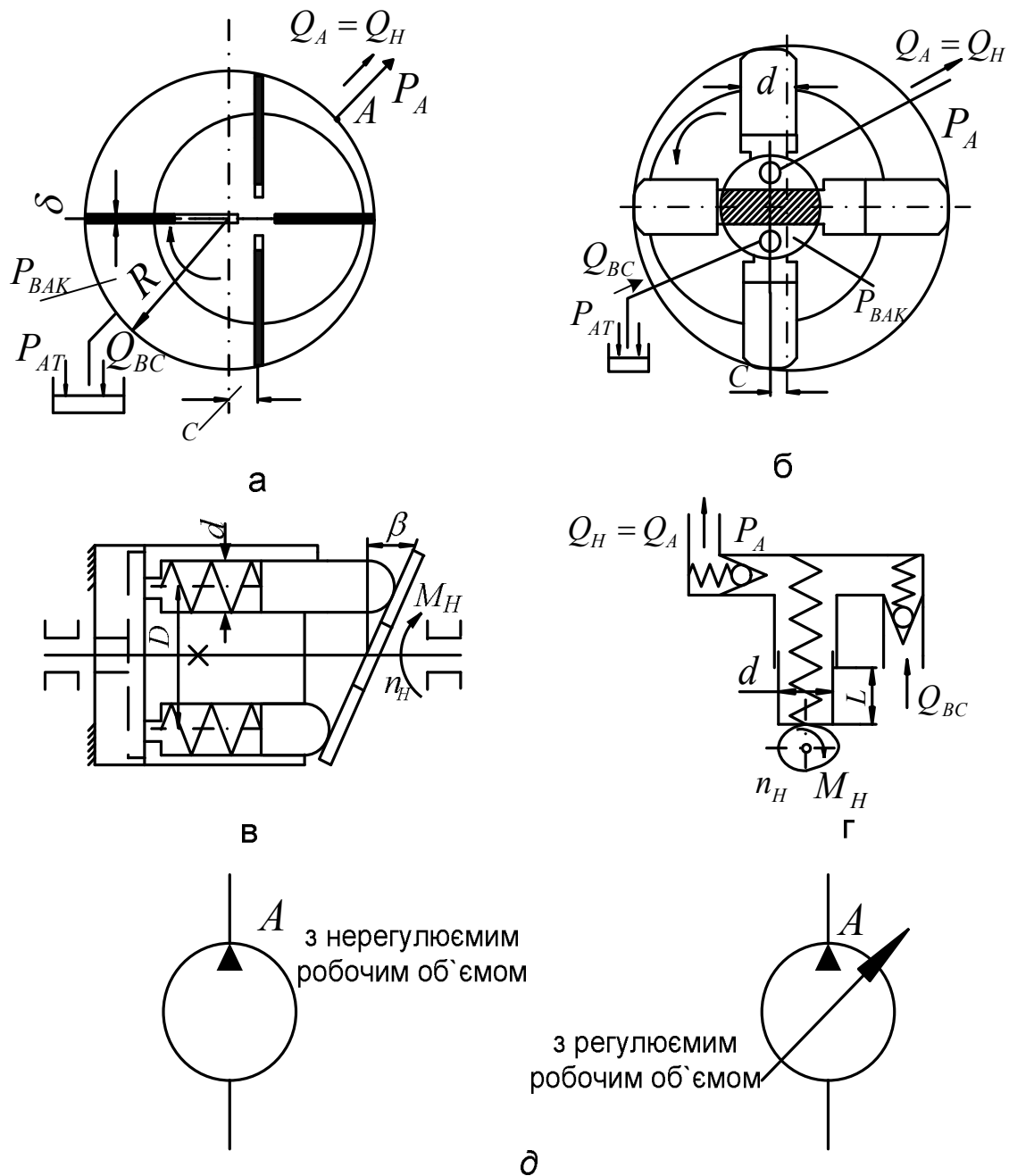
Крутний момент на валі насоса, який повиний забезпечити електродвигун:

$$M_H = \frac{P_A \cdot V_H}{2 \cdot \pi \cdot \eta_M},$$

де P_A - дійсний тиск насоса на виході;

V_H - робочий об'єм насоса;

η_M - механічний ККД насоса.



a – пластинчастий; б – радіально – поршневий; в – аксиально – поршневий; г – клапанний; д – умовне позначення насосів об'ємного типу

Рисунок 1.8 – Насоси об'ємного типу

З довідника необхідний типорозмір насоса вибирається при дотриманні наступних умов:

$$P_{\Pi} \geq P_A, \quad Q_{\Pi} \geq Q_A,$$

де P_{Π} і P_A - відповідно номінальний паспортний тиск на виході із насоса та розрахунковий тиск, що має бути забезпечений насосом на виході;

Q_{Π} і Q_A - відповідно номінальна паспортна продуктивність (подача) насоса на виході й розрахункова витрата, яка має бути забезпечена насосом на виході.

Для насосів з регульованим і не регульованим робочим об'ємом дійсні параметри на виході насоса можна визначити:

- продуктивність (подача)

$$Q_H = V_H n_H \eta_0;$$

- тиск рідини

$$P_H = \frac{2\pi M_H}{V_H} \eta_M,$$

де V_H - дійсне значення робочого об'єму насоса;

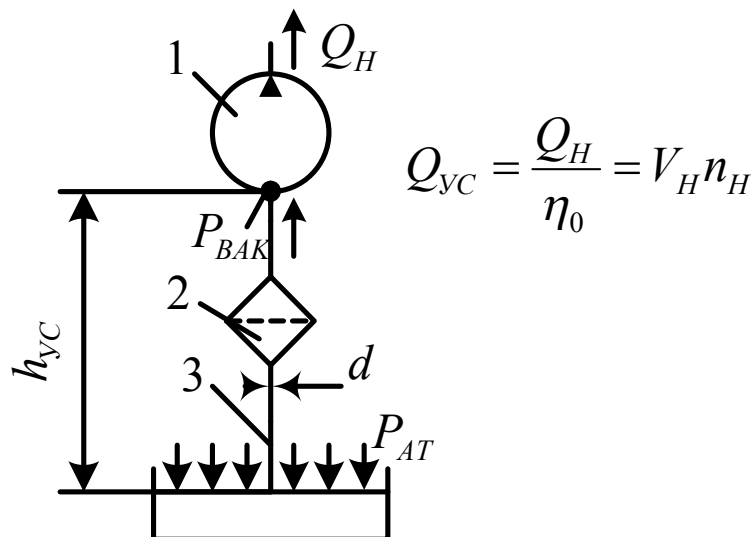
n_H - частота обертання ротора насоса;

M_H - дійсне значення крутного моменту на валу насоса;

η_M і η_0 - відповідно механічний і об'ємний ККД насоса.

Для вибраного типорозміру насоса треба розрахувати висоту усмоктування насосом рідини. Це необхідно зробити для правильного проектування бака.

На усмоктуваному трубопроводі використовується прийомний фільтр (рис. 1.9).



1 – насос; 2 – прийомний фільтр; 3 – трубопровід
Рисунок 1.9 – Усмоктувальний трубопровід насоса

Внутрішній діаметр усмоктувального трубопроводу вибирається з умови забезпечення ламінарного режиму руху рідини. Швидкість допустимого руху рідини не перевищує $[V] \leq 1.2 \text{ м/с}$.

Рівняння рівноваги тисків у трубопроводі

$$\rho gh_{yc} + \Delta P_\ell + \Delta P_\phi = P_{AT} - P_{BAK},$$

де ρgh_{yc} - тиск стовпа висоти рідини;

h_{yc} - висота усмоктування;

ΔP_ℓ - втрати тиску за довжиною трубопроводу;

ΔP_ϕ - втрати тиску при проходженні рідини через прийомний фільтр;

$P_{AT} - P_{BAK}$ - перепад тисків, що забезпечує усмоктувальну здатність насоса.

Для насосів, що випускаються відчизняною промисловістю, забезпечується значення $P_{AT} - P_{BAK}$ не нижче ніж $2 \cdot 10^4 \text{ Н/м}^2$ (0,02МПа).

Розрахункове значення внутрішнього діаметра труби

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q_{yc}}{\pi[V]}}.$$

З каталогу вибирається безшовна холоднокатана труба так, щоб $d_{II} \geq d_p$.

Дійсна швидкість руху рідини в усмоктувальній трубі

$$V = \frac{4Q_{yc}}{\pi d_{II}^2}.$$

Число Рейнольдса і коефіцієнт опору визначаються:

$$Re = \frac{Vd_{II}}{\nu} \leq 2200, \quad \lambda = \frac{64}{Re},$$

де V - кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини.

Прийомний фільтр вибирається з умови $Q_{yc} \leq Q_{II}$,

де Q_{II} - паспортне значення номінальної пропускної здатності фільтра.

Дійсна втрата тиску при руху рідини через прийомний фільтр

$$\Delta P_\phi = \Delta P_{II} \left(\frac{Q_{yc}}{Q_{II}} \right)^2,$$

де ΔP_{Π} - втрата тиску у прийомному фільтрі при руху через нього паспортної номінальної витрати рідини Q_{Π} .

Утрати тиску за довжиною трубопроводу

$$\Delta P_e = \lambda \rho \frac{h_{yc} V^2}{d_{\Pi}^2}.$$

Висота усмоктування знаходиться з рівняння рівноваги тисків:

$$\rho g h_{yc} + \lambda \rho \frac{h_{yc} V^2}{d_{\Pi}^2} + \Delta P_{\Phi} = 2 \cdot 10^4, \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Звідси висота усмоктування визначиться

$$h_{yc} = \frac{2 \cdot 10^4 - \Delta P_{\Phi}}{\frac{\lambda \rho h_{yc} V^2}{2 d_{\Pi}^2} + \rho g}, \text{ м.}$$

Дійсна продуктивність насоса на виході

$$Q_H = Q_i - \Delta Q_y,$$

де Q_i - продуктивність ідеального насоса, $Q_i = V_H n_H$;

ΔQ_y - витоки рідини через капілярні щілини кінематичних пар насоса.

Якщо ΔQ_y віднести до виконавчого механізму гідроприводу, тоді насос буде на виході забезпечувати ідеальну продуктивність, тобто $Q_H = Q_i$.

Для насосів об'ємного типу їх ідеальна продуктивність визначається:

- пластинчастого

$$Q_H = V_H n_H = (2\pi R - z\delta) z c n_H = K_p C,$$

- радіально-поршневого

$$Q_H = V_H n_H = \frac{\pi d^2}{4} z m k n_H z c = K_p C,$$

- аксіально-поршневого

$$Q_H = V_H n_H = \frac{\pi d^2}{4} z n_H D \operatorname{tg}(\beta) = K_p \operatorname{tg}\beta = K_p \beta,$$

де K_p - коефіцієнт підсилювання насоса з витрати рідини.

Після перебудови функцій за Лапласом:

- для пластинчастого та радіально-поршневого насосів

$$Q_H(P_S) = K_p C(P_S),$$

- для аксіально-поршневого насоса

$$Q_H(P_S) = K_p \beta(P_S).$$

Звідкіля передатні функції визначаються:

- для пластинчастого та радіально-поршневого насосів

$$W_H(P_S) = \frac{Q_H(P_S)}{C(P_S)} = K_p,$$

- для аксіально-поршневого насоса

$$W_H(P_S) = \frac{Q_H(P_S)}{\beta(P_S)} = K_p.$$

Ротор насоса одержує обертальний рух від асинхронного електродвигуна з короткозамкнутим ротором загального призначення.

Розрахункова номінальна потужність на валі ротора насоса, який не може регулювати робочий об'єм

$$N_p = \frac{1000 P_A Q_H}{\eta_{ЗАГ}},$$

де N_p - розрахункова потужність на валі ротора насоса, кВт ;

P_A - розрахункове значення тиску на вихідному штуцері насоса, МПа ;

Q_H - паспортне значення номінальної продуктивності насоса, $\frac{м^3}{с}$;

$\eta_{ЗАГ}$ - паспортне значення загального ККД обраного насоса.

Якщо обраний насос може регулювати робочий об'єм, то розрахункова потужність електродвигуна визначається:

$$N_p = \frac{1000 P_A Q_A}{\eta_{ЗАГ}},$$

де Q_A - розрахункова продуктивність насоса на виході, $\frac{м^3}{с}$.

Із довідника типорозмір електродвигуна вибирається при дотриманні наступних умов:

$$N_e^{\dot{I}} \geq N_p$$

$$n_e^{\dot{I}} = n_H^{\dot{I}},$$

де $N_e^{\dot{I}}$ - паспортне значення потужності електродвигуна;

$n_e^{\dot{I}}$ і $n_H^{\dot{I}}$ - відповідно паспортні значення частоти обертання електродвигуна і ротора насоса.

У реальних умовах гідропривід працює при різних швидкостях руху виконавчого механізму, що жадає від джерела живлення різних витрат (подачі). На рисунку 1.10 зображена типова діаграма витратної характеристики джерела живлення. При застосуванні в насосній установці акумулятора продуктивність насоса Q_H може бути меншою у порівнянні з необхідною максимальною витратою $Q_{МАКС}$, а отже, буде знижена потужність насосної станції.

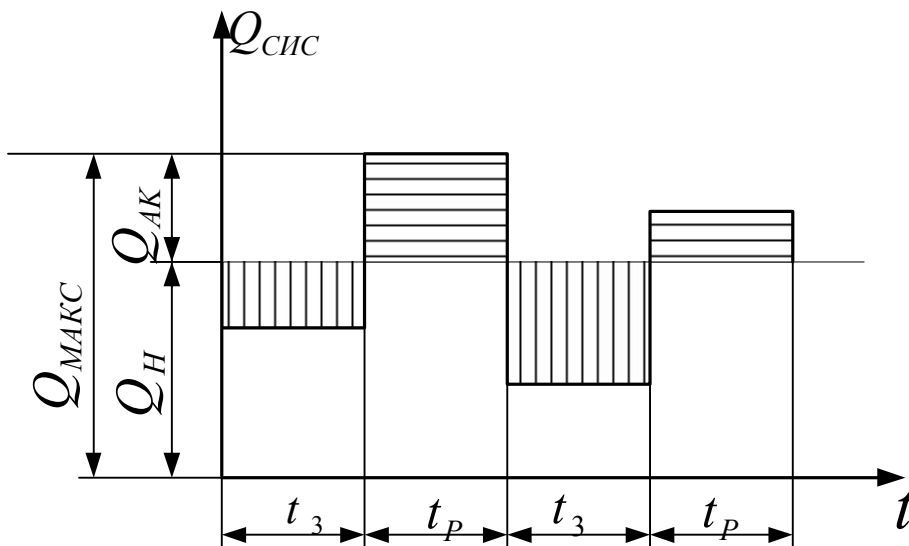


Рисунок 1.10 – Діаграма витратної характеристики

При витратах $Q_{СИС} < Q_H$ акумулятор заряджається, при $Q_{СИС} > Q_H$ - розряджається. У насосних станціях використовуються грузові, пружинні й та пневматичні акумулятори. Найбільше застосування одержали пневматичні акумулятори (рис. 1.11). Вибір корисного об'єму акумуляторів

АПГ і АРХ із довідника здійснюється за характеристикою $W_{к.о} = f(p)$, що мається в паспорті акумуляторів, у залежності від частки випадку термодинамічного процесу.

Акумулятори до гідросистеми підключаються паралельно, тому сумарна продуктивність (подача) насосної станції визначається:

$$Q_{\text{МАКС}} = Q_{\text{СИС}} = Q_{\text{Н}} + Q_{\text{АК}},$$

де $Q_{\text{Н}}$ - продуктивність встановленого насоса;

$Q_{\text{АК}}$ - продуктивність акумуляторів,

$$Q_{\text{АК}} = \frac{W_{\text{к.о}}}{t_p},$$

де $W_{\text{к.о}}$ - корисний об'єм акумулятора;

t_p - час розрядки акумулятора.

Від часу розрядки t_p акумулятора залежать види термодинамічного процесу:

при $t_p \leq 0,5$ хвилин - адіабатичний процес;

при $t_p \geq 3$ хвилин - ізотермічний процес;

при $0,5 \text{ хвилин} < t_p < 3 \text{ хвилин}$ - політропічний процес.

Для пневматичних акумуляторів без роздільника треба розрахувати корисний об'єм. Спочатку через вентиль 1 (рис. 1.11) подають азот, тиск азоту у акумуляторі досягає $P_{\text{МИН}}$, а потім вентиль 1 закривають, а відкривають вентиль 2, що викликає заповнення об'єму акумулятора рідиною (зарядка). Тиск азоту й рідини у кінці зарядки досягає $P_{\text{МАКС}}$.

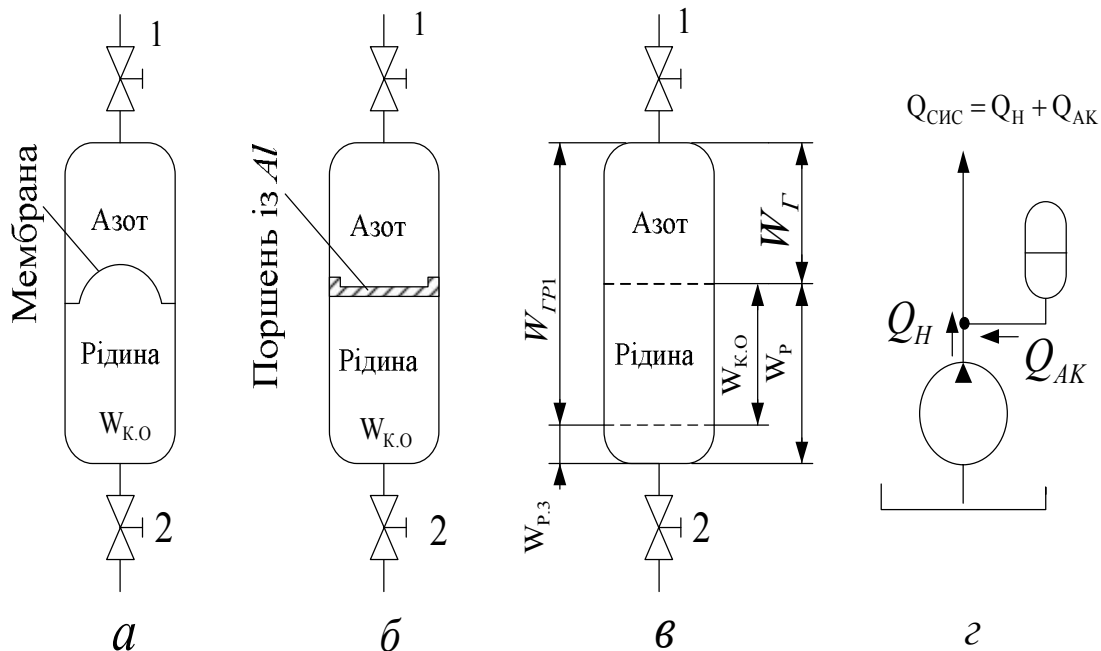
Тоді для двох станів газу можна скласти рівняння для адіабатного процесу:

$$P_{\text{МИН}} W^K = P_{\text{МАКС}} W_{\Gamma}^K,$$

де W і W_{Γ} - відповідно повний об'єм акумулятора і об'єм газу при тиску $P_{\text{МАКС}}$;

K - показник адіабати.

Акумулятор без роздільника повністю розряджувати не слід, бо може у гідросистему попасти азот. Тому його розряджують до тиску азоту $P_l > P_{\text{МИН}}$ і тоді у кінці розрядки у акумуляторі залишається $W_{\text{р.з}}$ об'єм рідини.



а – із гнучким роздільником (тип АПГ);
б – із твердим роздільником (АРХ);
в – без роздільника; **г** – підключення акумулятора;
 1 – вентиль для підведення азоту;
 2 – вентиль для з'єднання корисного об'єму акумулятора з гідросистемою

Рисунок 1.11 – Пневматичні акумулятори

Рівняння для двох станів газу:

$$P_{\text{МІН}} W^K = P_1 W_{Гр1}^K,$$

де $W_{Гр1}$ - об'єм газу у акумуляторі при тиску P_1 ($P_{\text{МІН}} < P_1$).

Корисний об'єм акумулятора можна розрахувати:

– при адіабатному процесі

$$W_{к.о} = W_{Гр1} - W_{Г} = W \left[\left(\frac{P_{\text{МІН}}}{P_1} \right)^{\frac{1}{K}} - \left(\frac{P_{\text{МІН}}}{P_{\text{МАКС}}} \right)^{\frac{1}{K}} \right],$$

– при ізотермічному процесі

$$W_{к.о} = W \left[\frac{P_{\text{МІН}}}{P_1} - \frac{P_{\text{МІН}}}{P_{\text{МАКС}}} \right].$$

Для сигналізації і контролю рідини у акумуляторах без роздільника застосовуються пристрої: сигналізація рівнів.

Основним недоліком дросельного регулювання швидкості руху виконавчих механізмів гідроприводів є втрата потужності при зменшенні витрати рідини $Q_{\text{СИС}}$ у відношенні до продуктивності встановленого насоса $Q_{\text{Н}}$. Втрати потужності, якщо використовується насос з нерегульованим робочим об'ємом, розраховуються:

$$N_{\text{Вт}} = AP_A(Q_{\text{Н}} - Q_{\text{СИС}}),$$

де A - коефіцієнт;

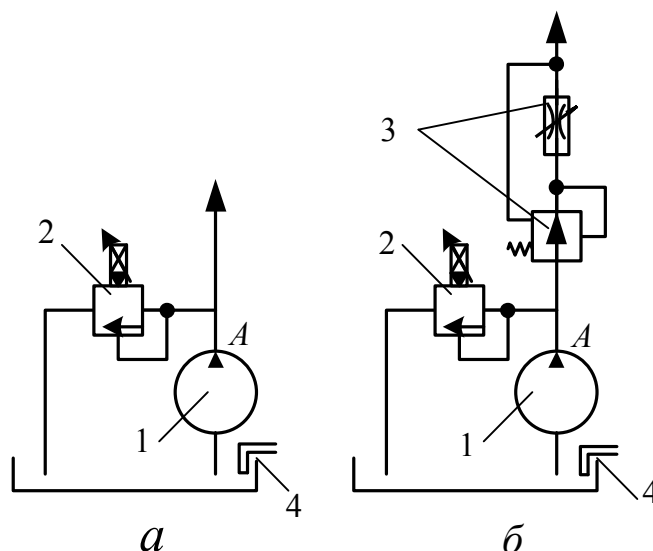
P_A - дійсний тиск рідини на виході із насоса;

$Q_{\text{Н}}$ - дійсна продуктивність насоса;

$Q_{\text{СИС}}$ - витрата рідини у гідросистему через регульований дросель.

Якщо $Q_{\text{СИС}} = 0$ (дросель повністю закритий), то буде максимальна втрата потужності, що обумовить рух рідини від насоса через запобіжний клапан у бак. Тому насоси з нерегульованим робочим об'ємом доцільно використовувати у випадках невеликої потужності встановленого насоса (до 5 кВт), або коли система потребує значень $Q_{\text{СИС}}$ близьких до $Q_{\text{Н}}$.

Вітчизняна промисловість виготовляє стандартні насосні станції постійного тиску та постійної витрати (рис. 1.12).



а – постійного тиску; б – постійної витрати;

1 – насос з нерегульованим робочим об'ємом;

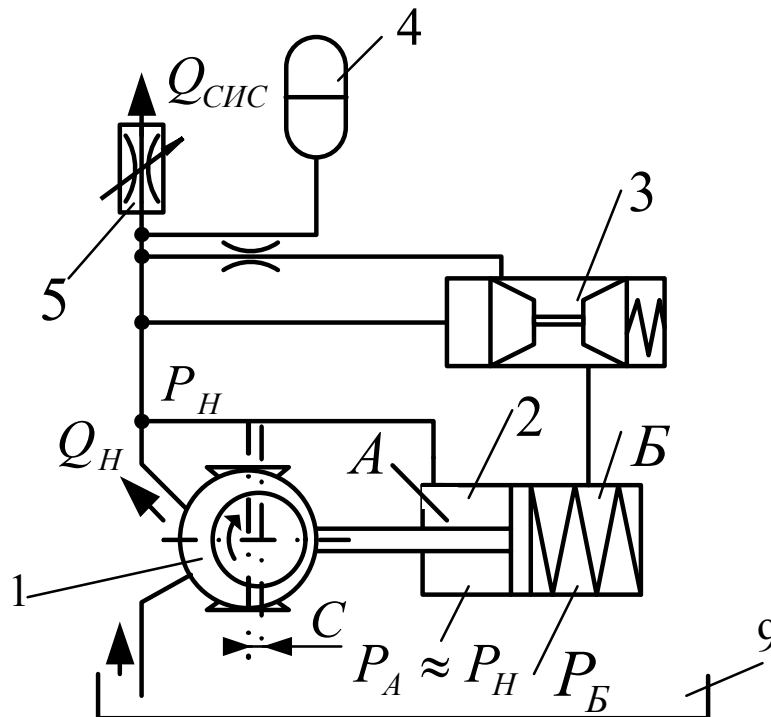
2 – запобіжний клапан з пропорційним електричним управлінням;

3 – регулятор витрати рідини;

4 – терморегулятор

Рисунок 1.12 – Гідросхеми насосних станцій

При дросельному регулюванні швидкості руху і великих потужностях гідроприводу застосовуються насосні станції, які мають насос з регульованим робочим об'ємом і слідкувальною гідросистемою (рис. 1.13).



- 1 – насос з регульованим робочим об'ємом ;
 2 – гідроциліндр управління робочим об'ємом насоса;
 3 – слідкувальний золотник; 4 – акумулятор; 5 – регульований дросель

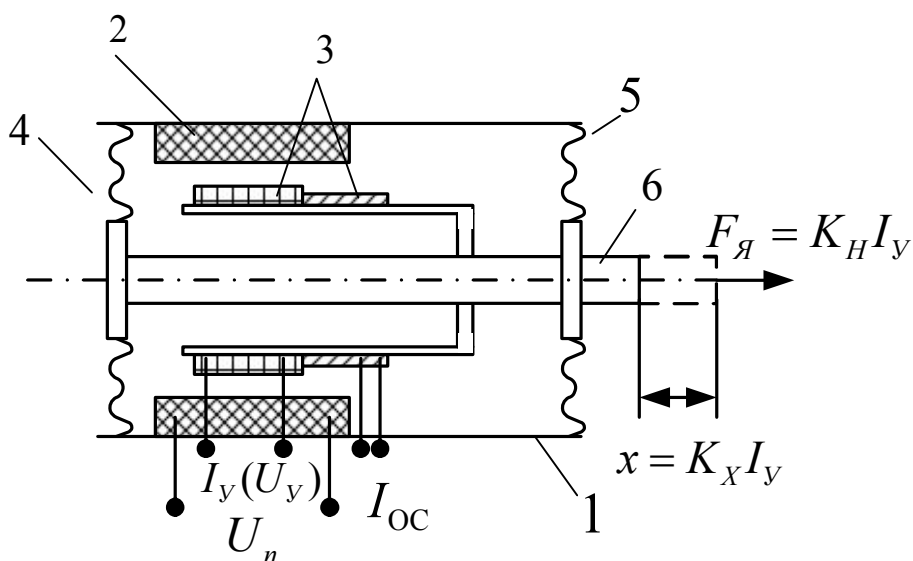
Рисунок 1.13 – Насосна станція з регульованим насосом і слідкувальною гідросистемою

Якщо прохідна площа дроселя 5 зменшується, тиск у камері А циліндру 2 збільшується. У цей час золотник 3 пересувається праворуч збільшуючи прохідну площу правої щілини. Це знижує тиск у камері Б циліндру 2, поршень рухається праворуч, зменшуючи ексцентриситет насоса 1. У результаті продуктивність насоса Q_H встановлюється рівною поданої витрати рідини у гідросистему $Q_{СИС}$. Загальний ККД таких станцій тільки на 7÷8% нижче насосних станцій, які використовуються у гідроприводах з об'ємним регулюванням швидкості руху.

1.3 Перетворювачі роду енергії сигналів

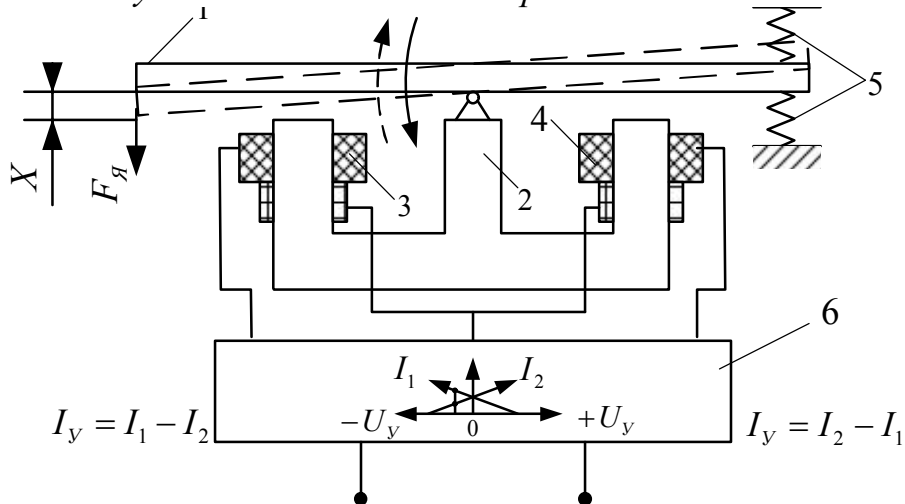
Електромеханічні перетворювачі (ЕМП) призначені для перетворення електричних сигналів $I_y (U_y)$ у прямолінійне, кутове чи обертальне механічне переміщення вихідного механізму перетворювача $X(\varphi)$. Перетворювачі, що випускаються промисловістю, забезпечують

пропорційну зміну вихідного параметра від вхідного. Відомі наступні різновиди перетворювачів: електромагнітні (рис. 1.14); диференціальні електромагнітні (рис. 1.15); поляризовані електромагнітні (рис. 1.16); крокові електродвигуни; мініатюрні електродвигуни постійного струму.



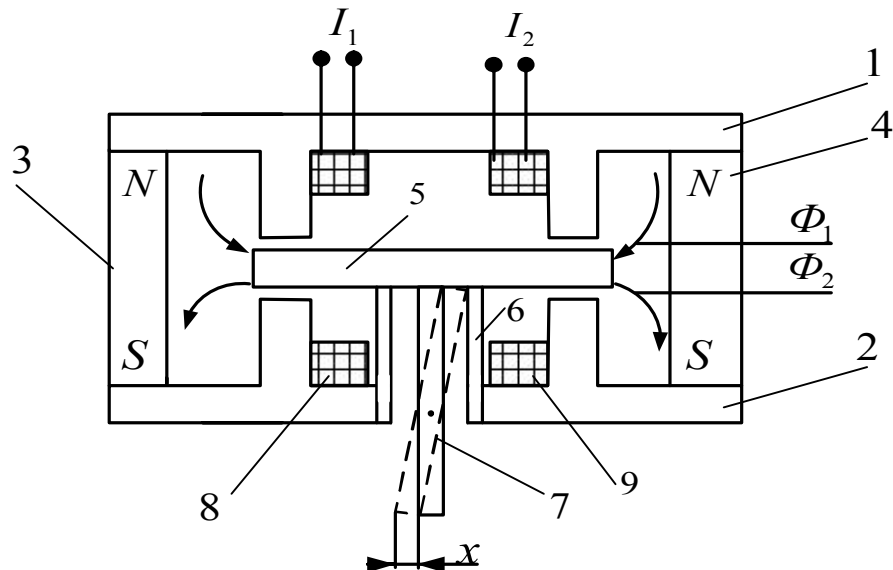
1 – корпус; 2 – котушка електронідмагнічування чи постійний магніт; 3 – обмотка управління (основні й обмотки осциляції); 4 і 5 – пружини; 6 – якорь і регулювальний орган чуттєвого елемента

Рисунок 1.14 – Схема електромагнітного ЕМП



1 – якорь з регулювальним органом чуттєвого елемента; 2 – сердечник; 3 і 4 – обмотки управління (основні й обмотки осциляції); 5 – пружини; 6 – електронний підсилювач

Рисунок 1.15 – Схема диференціального електромагнітного ЕМП



1 і 2 – сердечники; 3 і 4 – постійні магніти чи котушки електропідмагнічування; 5 – яркір; 6 – пружна трубка; 7 – регулювальний орган чуттєвого елемента; 8 і 9 – обмотки управління (основні й обмотки осциляції)
Рисунок 1.16 – Схема поляризованого ЕМП

Розглянуті вище ЕМП мають обмотки осциляції що забезпечують коливальний процес вихідної ланки ЕМП із дуже малою амплітудою і частотою від 50 до 500 Гц. Процес осциляції застосовується для усунення негативних явищ, обумовлених облітацією (молекулярна закупорка) капілярних щілин.

Рівняння сил, що діють на яркір електромагнітного ЕМП

$$F_{\text{я}} = F_{\text{i}} + F_{\text{Г.Т}} + F_{\text{ПР}},$$

де $F_{\text{я}}$ - зусилля, що розвивається електромагнітом, $F_{\text{я}} = K_{\text{H}}I_{\text{y}}$;

F_{i} - інерційна сила опору, $F_{\text{i}} = m\ddot{x}$;

$F_{\text{Г.Т}}$ - сила опору грузлого тертя, $F_{\text{Г.Т}} = f\dot{x}$;

$F_{\text{ПР}}$ - зусилля пружини, $F_{\text{ПР}} = C_{\text{ПР}}x$;

X - переміщення яркіря;

K_{H} - коефіцієнт пропорційності;

m - маса рухливих частин електромагніта;

f - коефіцієнт грузлого тертя;

$C_{\text{ПР}}$ - твердість пружини.

Після підстановки диференціальне рівняння набуде виду

$$K_{\text{H}}I_{\text{y}} = m\ddot{x} + f\dot{x} + C_{\text{ПР}}x.$$

Після перетворення Лапласа передатна функція ЕМП

$$W_{EM\Pi}(P_S) = \frac{X(P_S)}{I_Y(P_S)} = \frac{K_{II}}{T_{EM\Pi}^2 P_S^2 + 2\varepsilon T_{EM\Pi} + 1},$$

де $T_{EM\Pi}$ - постійна часу ЕМП, $T_{EM\Pi} = \sqrt{\frac{m}{C_{II}}}$;

P_S - оператор Лапласа;

ε - відносний коефіцієнт демпфірування коливань, $\varepsilon = \frac{f}{2\sqrt{C_{II}m}}$;

K_{II} - коефіцієнт передачі, $K_{II} = \frac{K_H}{C_{II}}$.

У гідравлічних і пневматичних підсилювачах потужності та різних приладах застосовуються малогабаритні чуттєві регульовані елементи типу "сопло-заслінка", "струминна трубка", "голчастий дросель" і "мікрозолотник". У з'єднанні з нерегульованим дроселем і навантаженням чуттєві регульовані елементи використовуються в потенціометрах і мостах.

Елемент типу "сопло-заслінка" і потенціометр наведені на рисунку 1.17. При зміні положення заслінки змінюються тиск P усередині камери потенціометра і витрата Q_C через чуттєвий регульований елемент :

$$P = P_K \frac{1}{1 + 16 \left(\frac{\mu_C}{\mu_D} \right)^2 \left(\frac{d_C}{d_D} \right)^2 \left(\frac{x}{d_D} \right)^2},$$

$$Q_C = \mu_C \cdot \pi \cdot d_C \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P - P_{3Л})} \cdot x,$$

$$Q_{В.М} = Q_K - Q_C = \mu_D \pi d_D^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_K - P)} - \mu_C \pi d_C \sqrt{\frac{2}{\rho} (P - P_{3Л})} \cdot x,$$

де P_K і $P_{3Л}$ - відповідно тиск на вході в постійний дросель і тиск зливу (звичайно $P_{3Л} \approx 0$);

μ_D і μ_C - відповідно коефіцієнти витрати постійного дроселя і елемента "сопло-заслінка";

d_D й d_C - відповідно діаметри прохідних перетинів постійного дроселя і сопла;

x - відстань від сопла до заслінки;

$Q_{В.М}$ - витрата підводима до виконавчого механізму;

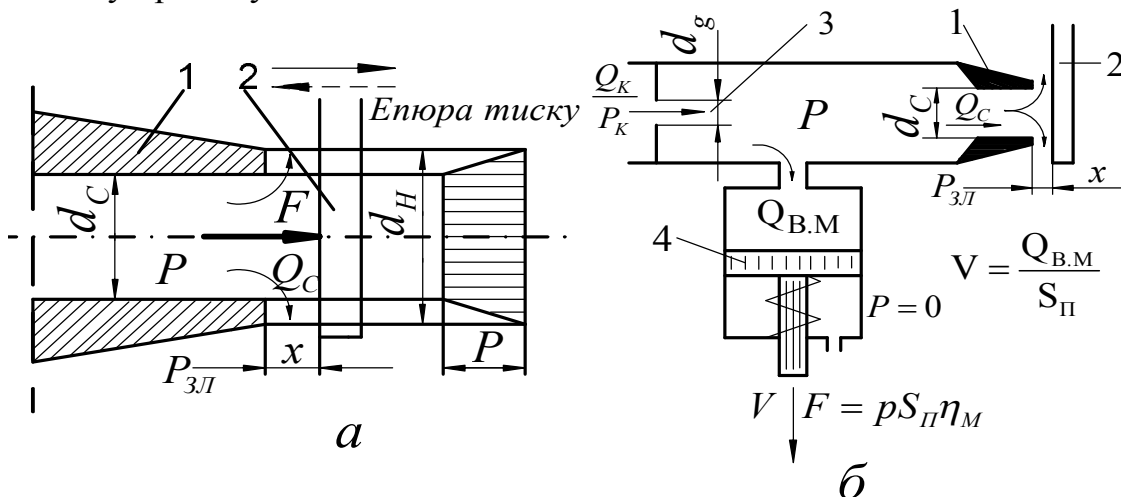
Q_K і Q_C - відповідно витрати через постійний дросель і регульований дросель "сопло-заслінка".

Зусилля, яке діє на заслінку,

$$F = \frac{1}{8} P \pi (d_H^2 + d_C^2).$$

Викладені вище залежності дозволяють побудувати навантажувальну $p = f(x)$ і витратну $Q_{В.М} = f(x)$ характеристики потенціометра (визначити швидкість руху поршня виконавчого механізму).

На рисунку 1.18 зображена схема струминного підсилювача потужності без зворотного зв'язку. "Струминна трубка", переміщуючись, змінює ступінь перекриття прийомних каналів колектора. У зв'язку з тим, що швидкісний напір (тиск) робітничого середовища розподіляється прямо пропорційно площам перекриття струменем, що виходить з "струминної трубки", прийомних каналів колектора, на поршень циліндра 3 (рис. 1.18) діє результуюча сила тиску. У результаті силового впливу на поршень його шток зміщає золотник 5, забезпечуючи відповідну витрату робітничого середовища, яка підводиться від джерела живлення через щілини чотирищільного золотника з нульовим перекриттям до виконавчого механізму приводу.



*а - сопло-заслінка; б - потенціометр;
1 - сопло; 2 - заслінка; 3 - постійний дросель;
4 - навантаження(виконавчий механізм)*

Рисунок 1.17 - Чуттєві регульовані елементи

При зсуві на відстань X "струминної трубки" вправо навантажувальна характеристика $p = f(x)$:

$$P = P_1 - P_2 = \frac{V_C^2}{2} \rho \frac{S_1 - S_2}{S_0} \frac{X}{X} = (P_K - \Delta P_{II} - P_{CP}) \frac{S_1 - S_2}{S_0 X} X = P_C K_S X,$$

де P_1 й P_2 - тиски в порожнинах циліндра;

$P_K, \Delta P_{II}$ і P_{CP} - відповідно тиск на вході в "струминну трубку",
утрати тиску в трубці й тиск середовища, що оточує трубку;
 P_C - тиск струменя, що витікає з "струминної трубки",

$$P_C = P_{\hat{E}} - \Delta P_{\dot{I}} - P_{\tilde{N}D};$$

V_C - середня швидкість струменя, що витікає з трубки,

$$V_C = \sqrt{\frac{2}{\rho} P_C};$$

S_0 - площа прийомного отвору каналу колектора;

S_1 і S_2 - площі перекриття прийомних отворів каналів колектора;

K_S - коефіцієнт перекриття,

$$K_S = \frac{S_1 - S_2}{S_0 X}.$$

Звичайно, що при зсуві "струминної трубки" вправо тиск P_1 буде більше тиску P_2 і поршень циліндра 3 буде переміщатися ліворуч зі швидкістю, що буде визначатися витратою, яка підводиться у праву порожнину циліндра через правий канал колектора. Витрата струменя, що проходить з "струминної трубки", розподіляється також прямо пропорційно ступеням перекриття струменем прийомних отворів каналів колектора.

Витратна характеристика струминного потенціометра $Q_{B.M} = f(X)$:

$$Q_{B.M} = Q_1 = Q_C \frac{S_1}{S_0 X} = \mu_C S_C \sqrt{\frac{2}{\rho} P_C} \frac{S_1}{S_0 X} = K_P X.$$

де Q_C - витрата струменя стікаючою із трубки, $Q_C = \mu_C S_C \sqrt{\frac{2}{\rho} P_C}$;

S_C - площа вихідного отвору "струминної трубки", $S_C = \frac{\pi d_C^2}{4}$;

μ_C - коефіцієнт витрати трубки;

K_P - коефіцієнт підсилення потенціометра з витрати.

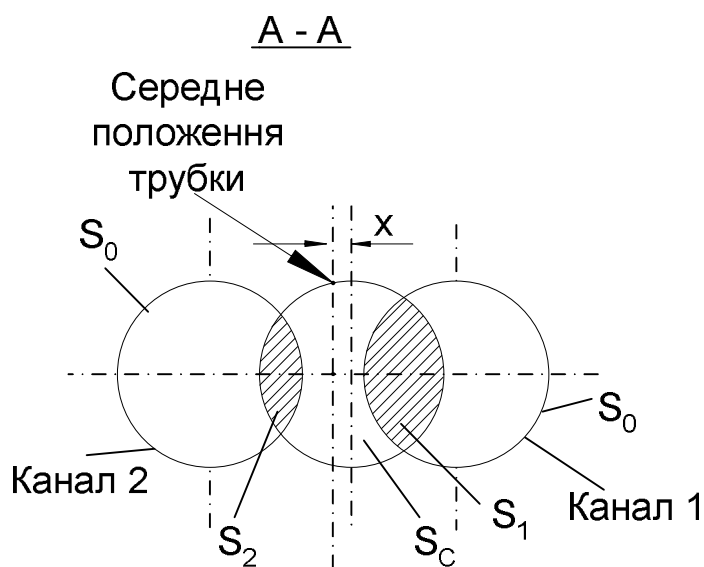
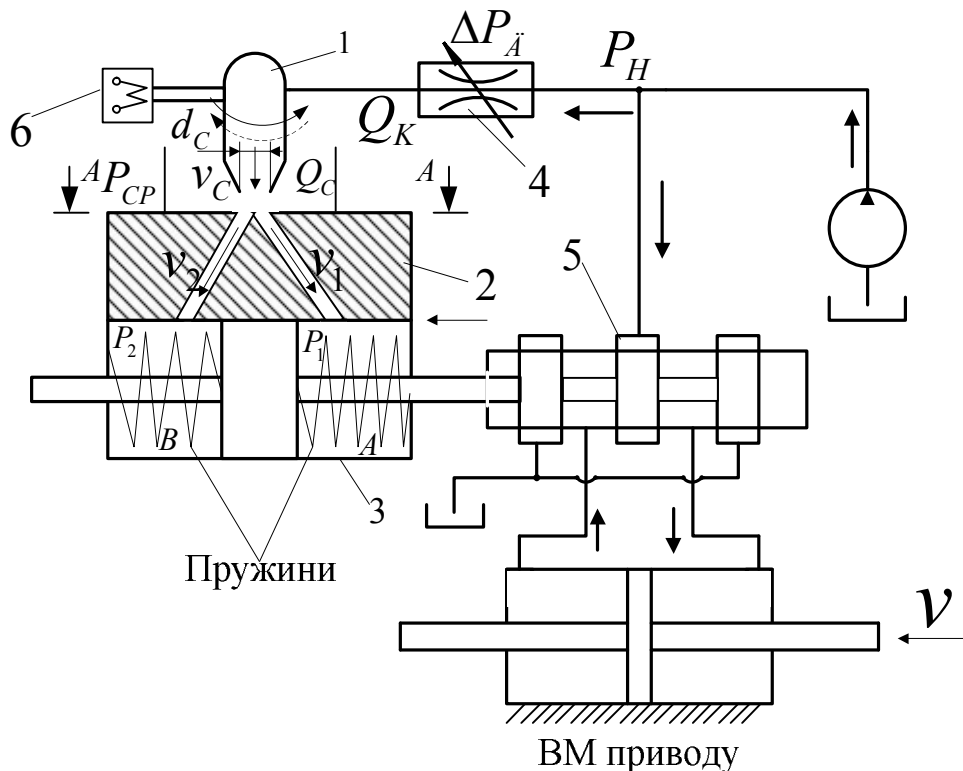
Голчастий потенціометр (рис. 1.19) складається з регульованого "голчастого дроселя" 1, нерегульованого дроселя 4 і навантаження 3. Змінюючи положення голки X , можна регулювати тиск P усередині потенціометра, а отже, і зусилля F , що діє на поршень навантаження (виконавчий механізм потенціометра).

Навантажувальна характеристика потенціометра $P = f(X)$

$$P = P_K \frac{\mu_D^2 d_D^4}{\mu_D^2 d_D^4 + \mu^2 (d_0^4 - 4X^2 \operatorname{tg}^2 \beta)^2},$$

де P_K - тиск на вході в постійний дросель;

μ_D і μ - відповідно коефіцієнти витрати постійного та регульованого дроселів;
 d_D і d_0 - відповідно діаметри отворів постійного та регульованого дроселів;
 β - кут конуса голки.



1 – струминна трубка; 2 – колектор із двома каналами;
 3 – циліндр; 4 – дросель;
 5 – чотирицилінний золотник з нульовим перекриттям; 6 – ЕМП
 Рисунок 1.18 – Струмний двокаскадний підсилювач потужності без зворотного зв'язку

Витратна характеристика потенціометра, що визначає швидкість руху поршня виконавчого механізму $Q_{В.М} = f(X)$:

$$Q_{В.М} = Q_K - Q_{Г.Д} = \frac{\pi d_D^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_K - P)} - \mu \frac{\pi}{4} (d_0^2 - 4x^2 \operatorname{tg}^2 \beta) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P - P_{ЗЛ})},$$

де Q_K - витрата через постійний дросель;

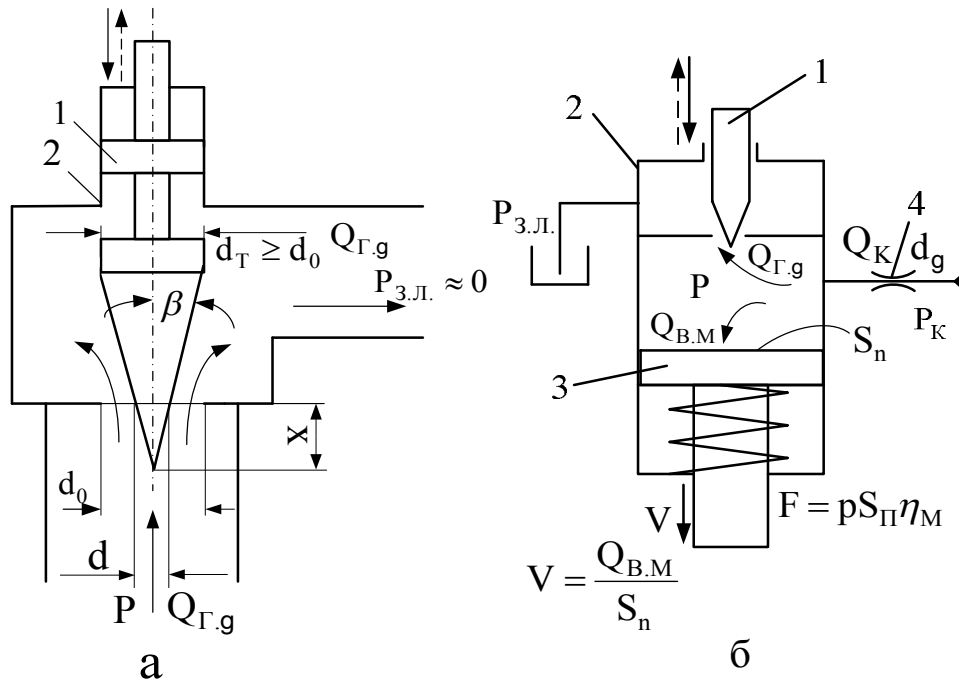
$Q_{\tilde{A}.\tilde{A}}$ - витрата через голчастий регульований дросель;

$P_{ЗЛ}$ - тиск зливу, $P_{ЗЛ} \approx 0$.

У гідро (пневмо) приводах для розподілу потоків робочого середовища застосовуються кранові, золотникові та клапанні розподільники.

Перетворювачі, що використовують механічне переміщення регулюючого органа для зміни параметрів потоку рідини (газу), встановлюються найбільше у автоматизованих гідро (пневмо) приводах, а тобто: циліндричні та плоскі золотники з нульовим чи негативним перекриттям, ламінарні (лінійні) і турбулентні (квадратичні) дроселі.

На рисунку 1.20 подані золотникові регулятори (розподільники). Циліндричні розподільники мають невеликі габарити і компактно вбудовуються у гідроагрегати. Циліндричні золотники з негативним перекриттям мають високу чутливість, що обумовлює їхнє застосування у слідкувальних гідроприводах. Циліндричні золотники з нульовим перекриттям виконують як функції розподілу потоків рідини, так і функції регулювання параметрів потоку (витрата, тиск на виході з щілини). При зсуві золотника від середнього положення (рис. 1.20, а), наприклад, ліворуч на величину L , утворяться кільцеві щілини на вході у виконавчий механізм приводу (у нагнітальній лінії) і на виході з нього (у зливальній лінії) з однаковими геометричними розмірами (відкриваються щілини III і I). При зсуві золотника праворуч функціонують щілини II і IV.



а - голчастий дросель; б - потенціометр;
 1 - голка; 2 - корпус; 3 виконавчий механізм потенціометра;
 4 - постійний дросель

Рисунок 1.19 - Чуттєвий регульований елемент "голчастий дросель" і гідравлічний потенціометр

Витрата рідини через щілини золотника:

- у нагнітальній лінії

$$Q_H = \mu \pi d L \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_H - P_1)},$$

- у зливальній лінії

$$Q_{3Л} = \mu \pi d L \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2 - P_{3Л})}.$$

Сумарна втрата тиску у двох щілинах за умовами, що $P_{3Л} = 0$,

$$\Delta P_C = \Delta P_H + \Delta P_C = (P_H - P_1) + P_2 = P_f - (P_1 - P_2) = P_H - P.$$

Втрата тиску у однієї щілині

$$\Delta P = \frac{1}{2} P_C = \frac{P_H - P}{2}.$$

Об'ємна витрата рідини через одну щілину

$$Q_3 = \mu \pi d \sqrt{\frac{1}{\rho} \sqrt{P_H - P}} \cdot L,$$

де μ - коефіцієнт витрати;

d - діаметр золотника;

P_H і P - відповідно тиск на вході в золотник і корисний перепад тисків на виконавчому механізмі приводу;
 L - ширина щілини.

Сумарне зусилля руху золотника визначається:

$$F_C = F_{z_i} + F_{\tilde{a}\delta} + F_{\tilde{a}\ddot{a}} + F_{i\delta} = m \cdot \ddot{L} + m \cdot \dot{L} + (C_{\tilde{a}\ddot{a}} + C_{i\delta}) \cdot L,$$

де $C_{\tilde{a}\ddot{a}}$ і $C_{i\delta}$ - відповідно жорсткість гідродинамічного потоку і жорсткість пружини; $C_{\tilde{a}\ddot{a}} = 0.964 \cdot \pi \cdot d \cdot (P_i - P)$.

Загальний ККД золотника

$$\eta_{\zeta\tilde{a}\ddot{a}} = \frac{N_{\hat{a}\ddot{e}\delta}}{N_{\hat{a}\delta}} = \frac{P \cdot Q_{\zeta}}{P_i \cdot Q_{\zeta}} = \frac{P}{P_i}.$$

Недоліки циліндричних золотників: можлива молекулярна закупорка капілярних щілин, а також попадання у щілини механічних частин. Цих недоліків немає розподільник з плоским золотником (рис. 1.20, б), але він потребує більше зусилля управління. Регульовані елемент розподільника (золотник) переміщається наступними системами управління: електромагнітною; електрогідролічною і гідравлічною.

На рисунку 1.21 розглянуті дроселі. Їх призначення, по-перше, забезпечення активного (іноді індуктивного) опору у гідролініях, а по-друге, регулювати параметри робочого середовища (тиск, витрата). Основна характеристика дроселя $Q_d = f(\Delta P)$, або $\Delta P = f(Q_d)$ повинна бути стабільною. Дроселі бувають: постійні та регульовані. Постійні дроселі використовують для одержання активного (або індуктивного) опору, а регульовані дроселі можуть забезпечувати як активний опір, так і регулювати витрати робочого середовища. Постійні і регульовані дроселі можуть бути ламінарними і турбулентними. Ламінарні дроселі мають лінійну характеристику, але вона залежить від температури робочого середовища. Турбулентні дроселі забезпечують квадратичну характеристику.

Ламінарні лінійні дроселі (рис. 1.21, а) являють собою капіляри.

При $\frac{\ell}{d} < 20$ вони забезпечують активний опір, а при $\frac{\ell}{d} > 30$ - індуктивний опір.

Втрати тиску при ламінарному режимі робочого середовища визначається залежністю:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \lambda \rho \frac{\ell}{d} \cdot \frac{v^2}{2} = \frac{128 \nu \ell \rho}{\pi d^4} Q_d.$$

Кінематичний коефіцієнт робочого середовища ν залежить від температури, тому при використанні дроселя треба забезпечити стабільну температуру робочого середовища.

Витрата робочого середовища через отвір у «тонкій стінці» (рис. 1.21, в) розраховується за залежністю

$$Q_{\text{д}} = \mu S_{\text{д}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} = \mu S_{\text{д}} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P},$$

де μ - коефіцієнт витрати, $\mu = \varepsilon \gamma$;

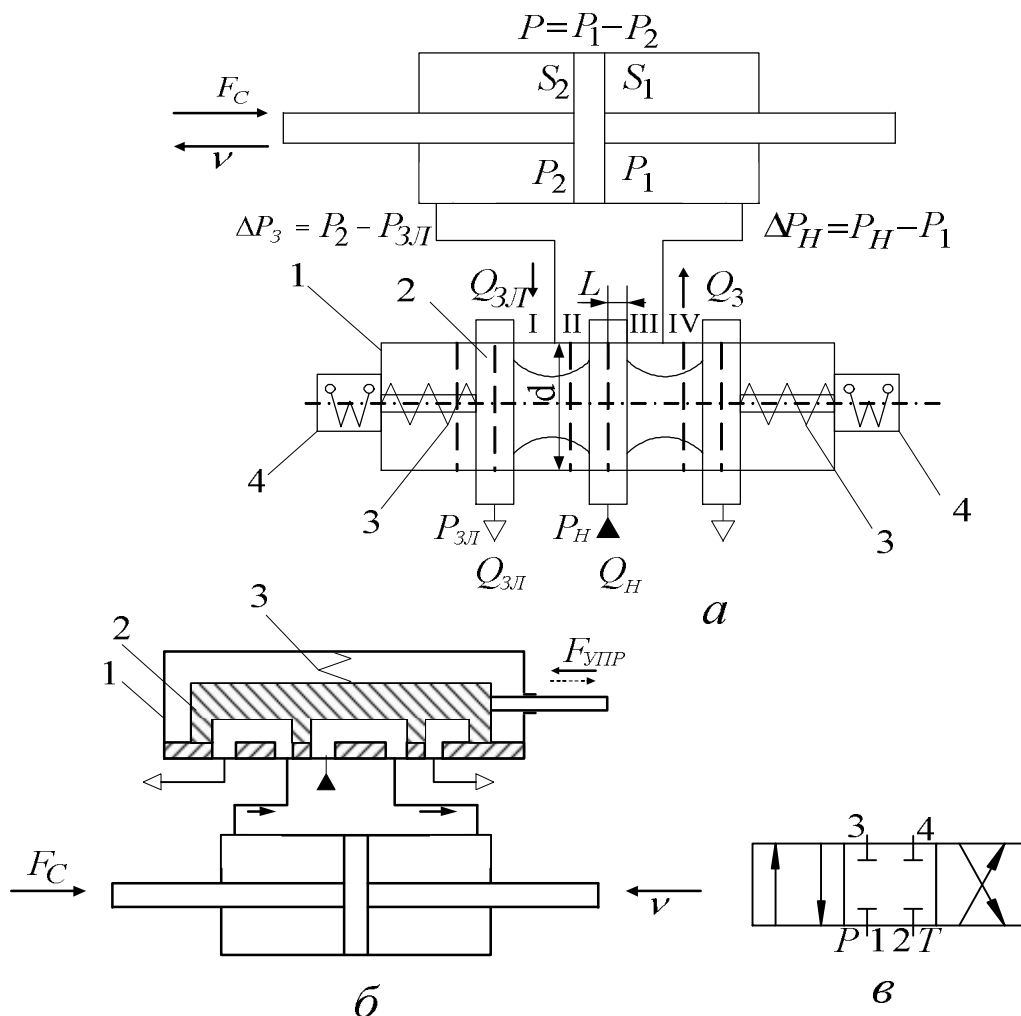
ε - коефіцієнт місцевого опору;

γ - коефіцієнт стискання струменя;

$S_{\text{д}}$ - прохідна площа дроселя, $S_{\text{д}} = \frac{\pi d_0^2}{4}$;

ΔP - перепад тиску, $\Delta P = P_1 - P_2$;

ρ - густина робочого середовища.



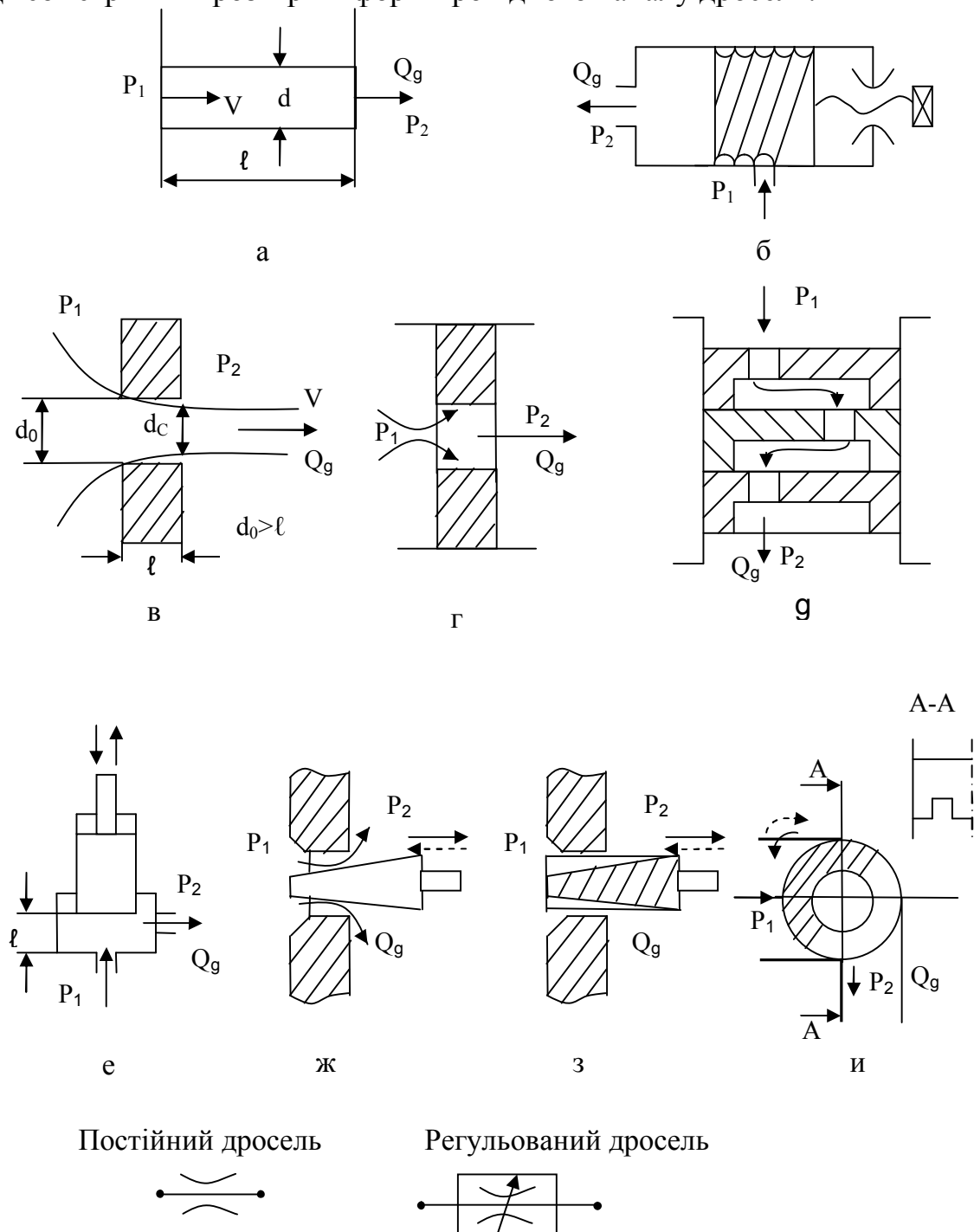
а – з циліндричним золотником; *б* – із плоским золотником;

в – умовне позначення;

1 – корпус; *2* – золотник; *3* – пружина; *4* – пристрій для переміщення золотника (електромеханічний перетворювач, гідроперетворювач і т.д.)

Рисунок 1.20 – Чотирицилінні трипозиційні чотирилінійні золотникові регулятори (розподільники)

За одержаною вище залежністю проводяться розрахунки об'ємних витрат робочого середовища для постійних і регульованих турбулентних дроселів. Значення коефіцієнта μ вибирається із довідника у залежності від геометричних розмірів і форм прохідного каналу дроселя.



а – ламінарний постійний дросель; б – ламінарний регульований дросель; в – постійний дросель (отвір у “тонкої стінки”, коли $d_0 > l$); г – постійний дросель (“втулка”); в – постійний дросель (набір шайб з отворами); е – турбулентний регульований дросель золотникового типу; ж – турбулентний регульований голчатий дросель; з – турбулентний регульований щільний дросель прямолінійного руху; и – турбулентний регульований дросель кутового типу

Рисунок 1.21 - Постійні та регульовані дроселі

Витратні залежності чуттєвих елементів мають однотипну структуру:

$$Q_C = \mu_C \pi d_C \sqrt{\frac{2}{\rho} P} \cdot X = K_P X,$$

$$Q_3 = \mu_3 \pi d \sqrt{\frac{1}{\rho} \sqrt{P_H - P}} \cdot L = K_P \cdot L,$$

$$Q_D = \mu \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \cdot S_D = K_P S_D,$$

де K_P - коефіцієнт підсилювання за витратою робочого середовища.
Після перетворення за Лапласом, наприклад, функції дроселя

$$Q_D(P_S) = K_P S_D(P_S).$$

Передатна функція

$$W_D(P_S) = \frac{Q_D(P_S)}{S_D(P_S)} = K_P.$$

Із довідника чуттєві елементи, розподільники і дроселі вибираються при дотриманні наступних умов:

$$P_{II} \geq P_3, \quad Q_{II} \geq Q_3,$$

де P_{II} і P_3 - відповідно номінальне паспортне і завдане (розраховане) значення тиску;

Q_{II} і Q_3 - відповідно номінальне паспортне і завдане (розраховане) значення витрати робочого середовища.

Для вибраного типорозміру гідро (пневмо) апарата розраховується дійсна втрата тиску:

$$\Delta P = \Delta P_{II} \left(\frac{Q_3}{Q_{II}} \right)^2,$$

де ΔP_{II} - втрата тиску за паспортом вибраного апарата.

У гідро(пневмо)приводах використовується також різноманітна апаратура загальнопромислового призначення, яка виконує визначені функції, наприклад, гідравлічні замки, фільтри, запобіжники і редукційні клапани, реле тиску і часу, регулятори витрати і синхронізації та інші. За розглянутою вище методикою здійснюється вибір із довідників будь-якої гідравлічної або пневматичної апаратури, а також розрахунок дійсних втрат тиску руху через неї розрахункової витрати робочого середовища.

1.4 Датчики зворотних зв'язків і коригувальні пристрої

Для автоматичного управління виробничим процесом потрібно вимірити, а потім підтримувати у визначених межах чи змінювати відповідно до технології процесу яку-небудь величину. Для виміру відповідних параметрів і застосовуються датчики. Звичайно датчик виконує функції виміру і перетворення значення параметра в електричний, гідравлічний чи пневматичний сигнал. В автоматизованих гідро (пнемо)приводах у більшості випадків неелектричні величини перетворюються в пропорційний їм електричний сигнал.

Датчики являють собою чуттєві елементи, призначені для виміру змін фізичних величин і перетворення їх у зміни іншого виду, більш зручного для посилення, передачі на відстань і впливи на відповідні пристрої. Величина, сприймана і контрольована датчиком, називається вхідною X , а величина, перетворена датчиком і вироблювана ним, називається вихідною Y . При виборі типу датчика враховуються такі фактори, як наявність джерела живлення, значення споживаної потужності, діапазон вимірюваної величини, смуга пропускання, рівень шуму і т.д. Крім цього, важливими є і наступні характеристики:

- 1 Статична, що являє собою залежність змін вихідної величини від вхідної величини, тобто характеристика виражається залежністю

$$Y = f(X).$$

У датчика статична характеристика безупинна, тобто кожній зміні вхідної (контрольованої) величини відповідає зміна вихідної величини. Статичні характеристики можуть бути представлені аналітично й графічно. Доцільно застосовувати датчики з можливо більш лінійною характеристикою в робочому діапазоні.

- 2 Динамічна, котра характеризує інерційність датчика і виражається постійною часу. Остання показує, наскільки швидко вихідна величина датчика набуває значення, що відповідає її вхідній величині.
- 3 Чутливість - відношення збільшення вихідної величини датчика ΔY до збільшення його вхідної величини ΔX :

$$S = \frac{\Delta Y}{\Delta X}.$$

- 4 Робочий діапазон, що показує межі вимірюваних величин, у яких погрешності припустимі, а термін служби датчика знаходиться в межах норми.

У електромеханічних, гідромеханічних і гідравлічних (пневматичних) пристроях гідро(пнемо)автоматики, а також у слідкувальних приводах застосовуються датчики положення, швидкості, прискорення, тиску і "динамічного" тиску.

Як вимірники положення використовуються наступні аналогові та цифрові датчики:

1 Потенціометр - аналоговий датчик, що перетворює переміщення у напругу постійного чи перемінного струму.

Потенціометри прості у виготовленні, малогабаритні й дуже дешеві. Однак вони мають низьку надійність, обмежену вирішувальну здатність, а також відхилення характеристики від лінійної, особливо якщо опір навантаження R_H порівняно з опором потенціометра.

2 Обертний трансформатор і резольвер - аналогові датчики, які являють собою мікромашини перемінного струму, у яких певним чином включені статорні й роторні обмотки. Якщо резольвер має двофазну статорну й однофазну роторну обмотки, то напруга на роторній обмотці

$$U_p = KU_C \sin(\omega t - \varepsilon),$$

де U_C - напруга, подавана на статорні обмотки;

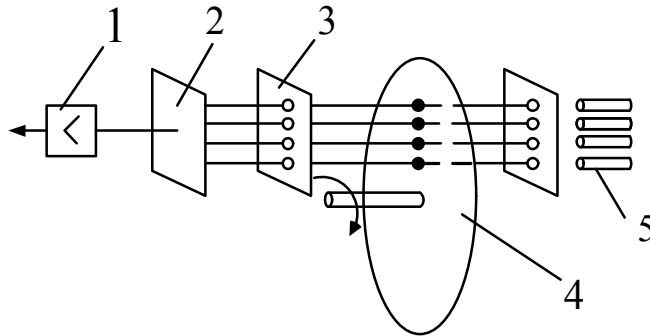
K - коефіцієнт трансформації.

Фазове зрушення між статорною і роторною обмотками відповідає куту ε повороту ротора, що зв'язаний з об'єктом виміру. Такі датчики у порівнянні з потенціометричними володіють значно меншою постійною часу і більш високою чутливістю. Застосовуються для виміру кутових переміщень.

3 Індуктосин - аналоговий датчик, призначений для виміру лінійних переміщень. Його принцип дії аналогічний принципу роботи резольвера.

4 Цифрові датчики положення видають інформацію про переміщення у виді дискретних сигналів. Ці датчики можуть функціонувати у повному вимірюваному діапазоні (в абсолютному режимі) і за збільшеннями, як генератори імпульсів. Вимірюване переміщення розкладається на кванти, значення яких визначається вирішувальною здатністю датчика. До абсолютних датчиків відносяться кодові датчики, що у кожен момент часу інформують про вимірюване переміщення. На рисунку 1.22 розглядається кодовий датчик, що вимірює кутові переміщення.

Диск 4 обертається разом з вимірюваним об'єктом. Фотозчитуючий пристрій складається зі світлодіодів 5, діафрагми 3 і фототранзисторів 2. Отримані на виході з фототранзисторів сигнали підсилюються. На диску 4 мають отвори /чи ризики/, розташовані у відповідності, наприклад, до двоїчного коду, і тому датчик у кожен момент часу виділить кодовий сигнал. Останній відповідає вимірюваному куту поворота.



1 – підсилювач; 2 – фототранзистор; 3 – діафрагма;
4 – кодовий диск; 5 – світодіоди

Рисунок 1.22 – Схема кодового фотоімпульсного датчика для виміру кутового переміщення

Принцип дії кодового датчика, що працює за збільшеннями, аналогічний принципу дії датчика, викладеного вище, але за конструкцією він простіше. Однак такий датчик має лічильник і нагромаджувач (регістр пам'яті). Загальна кількість підрахованих імпульсів визначає миттєве положення вимірюваного об'єкта. При наявності сигналу синхроімпульсу такий датчик може вимірювати середню швидкість об'єкта : швидкість визначається кількістю імпульсів за одиницю часу.

Обираний датчик положення повинний відповідати заданій точності, тобто

$$\delta_D < \delta_{\text{МАКС}},$$

де $\delta_{\text{МАКС}}$ - помилка (точність) системи.

Викладене вище вимога необхідна, тому що помилку датчика не можна усунути корекцією.

Якщо вважати потенціометричний датчик кутового переміщення безінерційним, то при живленні його перемінним струмом коефіцієнт передачі визначиться

$$K_D = \frac{U}{\alpha},$$

де U - вихідна напруга;

α - кут повороту від середнього положення.

Коефіцієнт передачі для потенціометричного датчика

$$K_D = \frac{U_{\Pi}}{\ell},$$

де U_{Π} - напруга джерела живлення;

ℓ - довжина активної частини потенціометра.

Для визначення коефіцієнта передачі кодового датчика необхідно враховувати не тільки конструкцію самого датчика, але й особливості схеми визначення корисного сигналу датчика.

При вимірі швидкості рухи застосовуються мініатюрні тахогенератори постійного і перемінного струму. Зазначені датчики вимірюють кутову швидкість обертання вимірюваного об'єкта. Тахогенератори постійного струму працюють у генераторному режимі. Порушення здійснюється від постійних магнітів чи від обмотки збудження. Тахогенератор вибирають за напругою порушення, за максимальною кутовою швидкості (вона повинна перевищувати номінальну кутову швидкість вимірюваного об'єкта) і за моментом інерції ротора (він має бути мінімально можливим).

При відсутності навантаження вихідна напруга U_m тахогенератора постійного струму пропорційно вимірюваній кутовій швидкості, тобто $U_m = K\dot{\phi}$. Отже, коефіцієнт передачі можна розрахувати, знаючи вихідну напругу та кутову швидкість. При наявності навантаження R_H з'являється потік реакції якоря, що спрямований проти потоку порушення, і тому машина частково розмагнічується, що порушує лінійність характеристики тахогенератора. Якщо не враховувати це явище й індуктивність обмотки якоря, напруга на виході тахогенератора

$$U_m = E_{\text{я}} - I_{\text{я}}R_{\text{я}},$$

де $E_{\text{я}}$ - ЕДС якоря, $E_{\text{я}} = K\dot{\phi}$;

$I_{\text{я}}$ - струм якоря, $I_{\text{я}} = \frac{U_m}{R_H}$.

Тоді

$$U_m = K\dot{\phi} - \frac{U_m R_{\text{я}}}{R_H}.$$

При великих значеннях R_H другий доданок прагне до нуля і передатна функція набуде виду

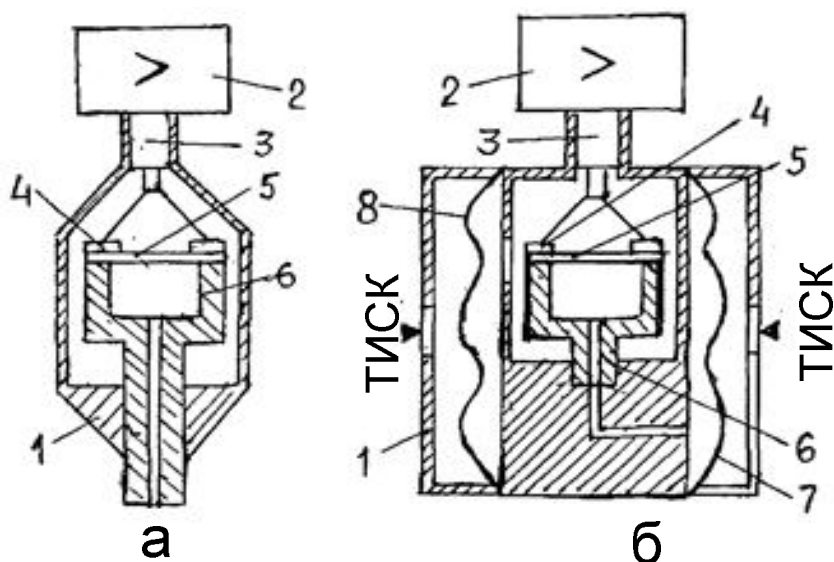
$$W_T(P_S) = \frac{U_m(P_S)}{\dot{\phi}(P_S)} = K.$$

Амплітудне значення вихідної напруги асинхронного тахогенератора пропорційно вимірюваній кутовій швидкості й тому його передатна функція аналогічна передатній функції тахогенератора постійного струму. Тахогенератори перемінного струму мають малу інерційність і незначний момент опору. У таких тахогенераторів відсутній щітковий апарат.

Датчики прискорення являють собою датчик швидкості з включеною послідовно ємністю, тому передатна функція датчика являє собою добуток пропорційного й інтегруючого динамічних ланок.

Зворотний зв'язок за "динамічним тиском" реалізується гідромеханічним пристроєм, що виконує математичну операцію: бере першу похідну за тиском і здійснює корекцію.

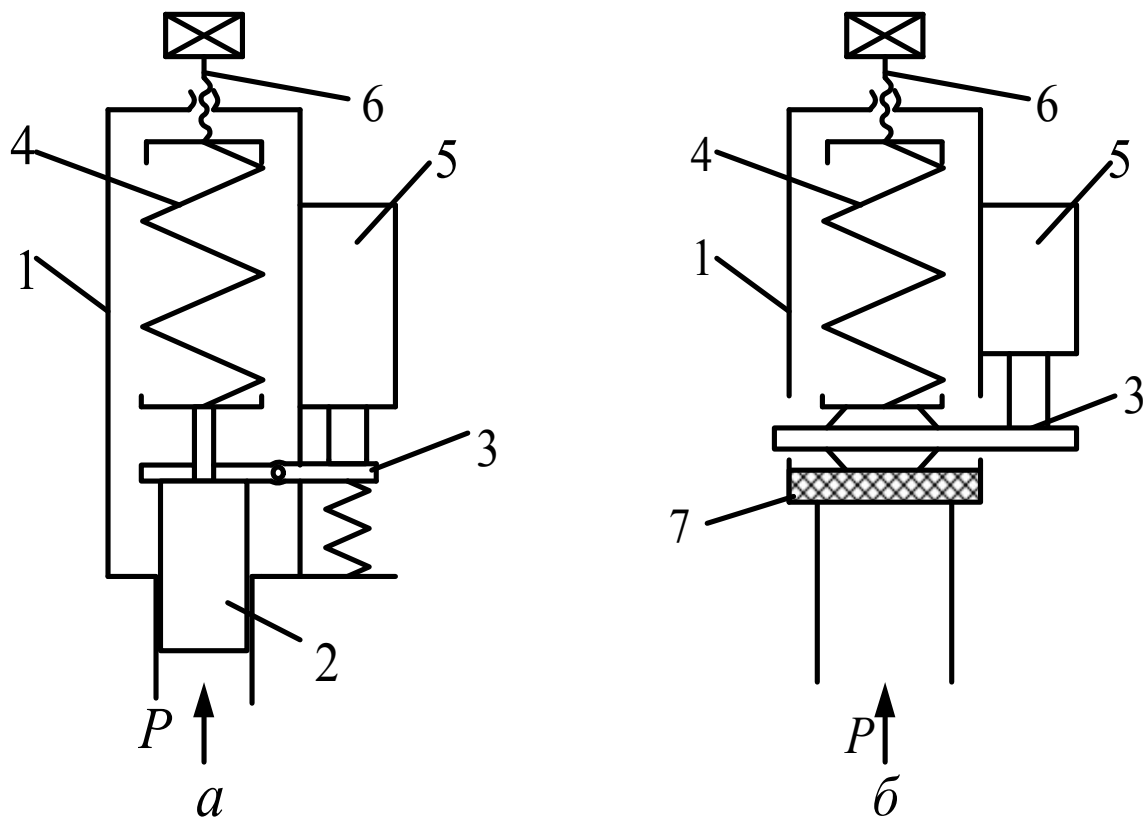
Для виміру тиску і витрати робітничого середовища (рідина, газ) широко використовуються прилади "Сапфір-22" (рис. 1.23). Ці прилади складаються з вимірювального блоку й електронного пристрою. Вимірюваний параметр (тиск) подається до камери вимірювального блоку та лінійно перетворюється у деформацію чутливого елемента, що викликає зміну електричного опору тензорезисторів. Електронний пристрій перетворює зміну опору тензорезисторів у токовий вихідний сигнал. Прилади мають наступні характеристики: граничне значення погрішності вимірюваного тиску (різниці тисків) складає не більш 0,25% від верхньої межі; зона нечутливості - 0,05%; максимальне значення сили струму не перевищує 5 мА.



а - вимірювальний прилад тиску; б - вимірювальний прилад різниці тиску; 1 - вимірювальний блок; 2 - електронний пристрій; 3 - гермовихід; 4 - тензодатчики; 5 - мембрана; б - тензоперетворювач; 7 і 8 - металеві гофровані мембрани
Рисунок 1.23 - Вимірювальні прилади "Сапфір-22"

З метою демпфірування коливань тиску внутрішня порожнина вимірювальних блоків заповнюється кремнійорганічною рідиною. Електронний пристрій на виході формує аналоговий електричний сигнал, пропорційний тиску чи різниці тисків робочого середовища.

Для одержання інформації про конкретний тиск робочого середовища у визначеному вузлі гідросистеми і вироблення електричного сигналу використовують реле тиску золотникового чи мембранного типів (рис. 1.24).



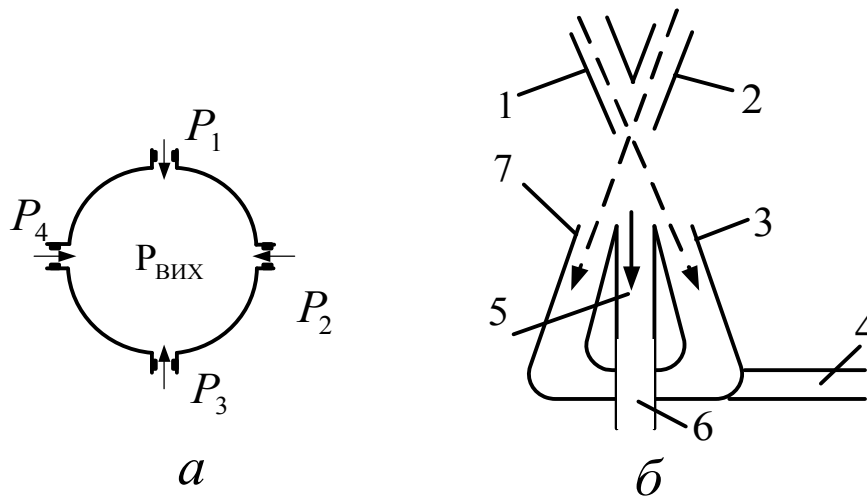
*а – золотникового типу; б – мембранного типу;
 1 – корпус; 2 – золотник; 3 – важіль; 4 – пружина; 5 –
 електричний апарат;
 б – регулювальний гвинт; 7 – мембрана*

Рисунок 1.24 - Реле тиску

Якби слідкувальні системи склалися тільки з лінійних безінерційних елементів, то вони відтворювали б вхідний сигнал без усяких перекручувань. Однак, оскільки всі реальні системи містять або нелінійні, або інерційні ланки, то сигнал відтворюється з запізнюванням і перекручуванням форми. Для зменшення цих перекручувань використовуються коригувальні пристрої, що іноді докорінно змінюють первісні динамічні властивості системи.

Коригувальні пристрої звичайно виконують які-небудь математичні операції: додавання, множення, диференціювання і т.д. чи їх комбінації. Ці пристрої можуть бути лінійними і нелінійними, аналоговими і дискретними. У залежності від фізичної природи процесів, що відбуваються в них, корегувальні пристрої можуть бути електричними (електромеханічними), гідравлічними і пневматичними.

Підсумовуючі гідравлічні пристрої (рис. 1.25) служать для додавання двох і більш впливів і можуть підсумовувати тиски і витрати рідини.



*а – безмембранній аналоговий; б – дискретний;
 1 і 2 – входні сопла; 3, 5 і 7 – входи; 4 і 6 виходи
 Рисунок 1.25 - Підсумовуючі коригувальні пристрої*

Вони виконуються в декількох варіантах: мембранні, працюючі на принципі компенсації сил, безмембранні й струминні.

Рідина, що надходить через дроселі під тиском P_1, P_2, P_3 і P_4 створює в камері тиск $P_{вих}$ (рис. 1.25, а), що дорівнює:

$$P_{вих} = \frac{P_1 + P_2 + P_3 + P_4}{4}.$$

Дискретний пристрій (рис. 1.25, б) працює в двійковій системі числення. Вихід 4 фіксує одиниці меншого розряду, а вихід 6 - одиниці вищого розряду.

Коригувальні гідравлічні диференціючі пристрої використовуються для введення похідних від сигналів у закон управління і регулювання (рис. 1.26). Зсув поршня зі штоком 2 пропорційний швидкості переміщення циліндра 4. При руху циліндра з постійною швидкістю $V = \dot{X}$ на дроселі 3 створюється перепад тисків ΔP , за рахунок якого зміщується поршень 2, стискаючи пружину 1 на величину, пропорційну швидкості V . При зупинці циліндра пружина постійно відновлює початкове положення поршня.

Якщо зневажити інерційність поршня, то рівняння сил, що діють на поршень

$$\Delta P S = C Y,$$

де C - жорсткість пружини;

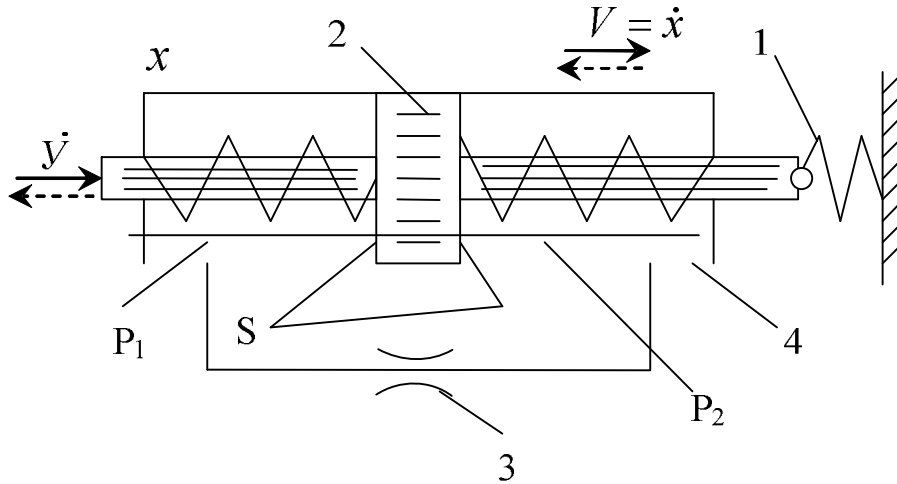
Y - осадка пружини;

ΔP - перепад тиску, $\Delta P = P_1 - P_2$.

Діюче на поршень зусилля можна виразити через параметри дрроселя, тому що перепад тиску ΔP пропорційний різниці швидкостей циліндра та поршня, тобто $\dot{X} = \dot{Y}$ тоді:

$$R(\dot{X} - \dot{Y}) = CY; \quad R\dot{X} = R\dot{Y} + CY; \quad \frac{R}{C}\dot{X} = \frac{R}{C}\dot{Y} + Y,$$

де R - опір дрроселя.



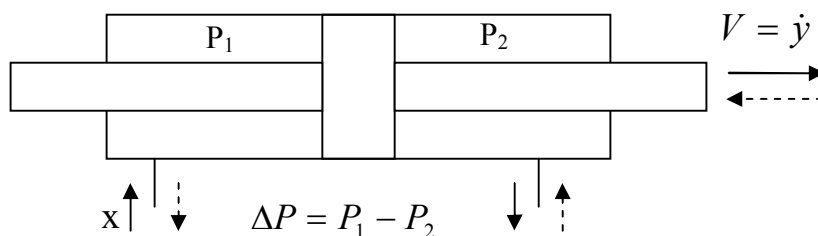
1 - пружина; 2 - поршень зі штоками; 3 - дрросель; 4 - циліндр
Рисунок 1.26 - Коригувальний диференційний пристрій

Якщо позначити $T_g = \frac{R}{C}$ (постійна часу диференціювання) і зробити перетворення за Лапасом, то отримаємо передатну функцію:

$$T_g X(P_s) P_s = T_g Y(P_s) P_s + Y(P_s),$$

$$W_g(P_s) = \frac{Y(P_s)}{X(P_s)} = \frac{T_g P_s}{T_g P_s + 1}.$$

Коригувальний гідравлічний інтегруючий пристрій використовується для згладжування сигналів і для зменшення помилок автоматичних систем. Поява постійного перепаду тисків $\Delta P = P_1 - P_2$ забезпечує рух поршня з постійною швидкістю, пропорційному прикладеному перепаду тисків.



Передатна функція, якщо взяти $C_{Ц} = \infty$, а $f = 0$ буде мати вигляд:

$$W_{\Pi}(P_S) = \frac{K_{\Pi}}{P_S(T_{\Pi}^2 P_S^2 + 2\varepsilon T_{\Pi} P_S + 1)} = \frac{K_{\Pi}}{P_S},$$

де T_{Π} - постійна часу гідроциліндра, $T_{\Pi} = \sqrt{\frac{m}{C_{\Pi}}} = 0$;

ε - відносний коефіцієнт демпфірування коливань, $\varepsilon = \frac{f}{2\sqrt{C_{\Pi}m}} = 0$.

1.5 Гідро (пнемо) апаратура з пропорційним електричним управлінням

Для розподільників, дроселів, регуляторів витрати, запобіжних і редуційних клапанів в автоматизованих гідро (пневмо) приводах застосовується пропорційне електроуправління. Зазначені пристрої комплектуються спеціальними пропорційними електромагнітами, що мають безліч проміжних положень, і датчиком зворотного зв'язку, установленому на регулюючому рухливому елементі гідроапарата. Пропорційні електромагніти забезпечують стискальне зусилля 50 Н та частоту осциляції 150 – 200 Гц з амплітудою 50 – 100 мА. Потужність пропорційних електромагнітів типу ПЕМ6 досягає 18 Вт, напруга 24 В постійного струму; управляюча сила струму до 0,85 А. Для управління пропорційними магнітами ПЕМ6 – 1 і ПЕМ6 – 2 вітчизняна промисловість виготовляє електронні блоки управління відповідно БУ1110 і БУ2110, які забезпечують необхідні лінійні стабільні характеристики струму управління і осциляції. На характеристики не впливають негативні явища: магнітні наводки, температура, вібрації і коливання струму в мережі.

Якщо зневажити ЕДС, що наводиться в обмотках котушки при руху якоря, то передатна функція електромагніта ПЕМ6:

$$W_{\text{ЕЛ.}} = \frac{X(P_S)}{Y(P_S)} = \frac{K_E}{T_E P_S + 1},$$

де K_E - конструктивна постійна електромагніта

T_E - постійна часу електромагніта, $T_E = \frac{L}{R}$;

R і L - відповідно активний опір та індуктивність котушки.

Рівняння напруги блока управління

$$U_y = L\dot{I}_y + RI_y,$$

де U_y - напруга на вході до блоку управління;
 I_y - сила струму на виході блока управління;
 R - сумарний активний опір;
 L - сумарна індуктивність обмоток котушок.
 Передатна функція після перебудови за Лапласом

$$U_y(P_S) = LI_y(P_S)P_S + RI_y(P_S);$$

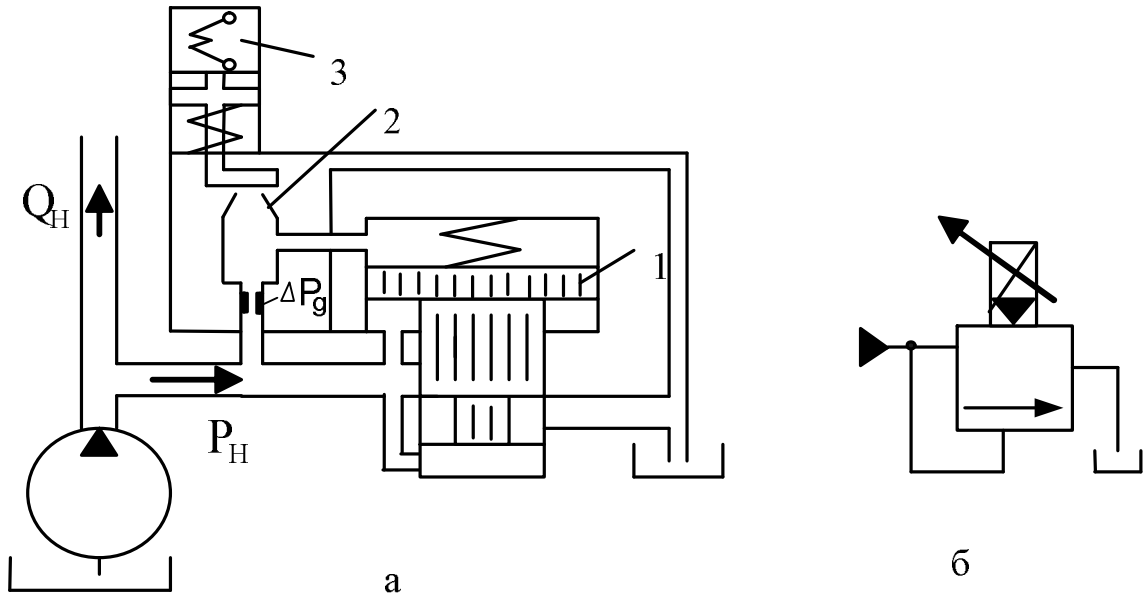
$$W_{Б.У} = \frac{I_y(P_S)}{U_y(P_S)} = \frac{K_{\Pi}}{T_{Б.У}P_S + 1},$$

де K_{Π} - коефіцієнт передачі, $K_{\Pi} = \frac{1}{R}$;

$T_{Б.У}$ - постійна часу блока управління, $T_{Б.У} = \frac{L}{R}$.

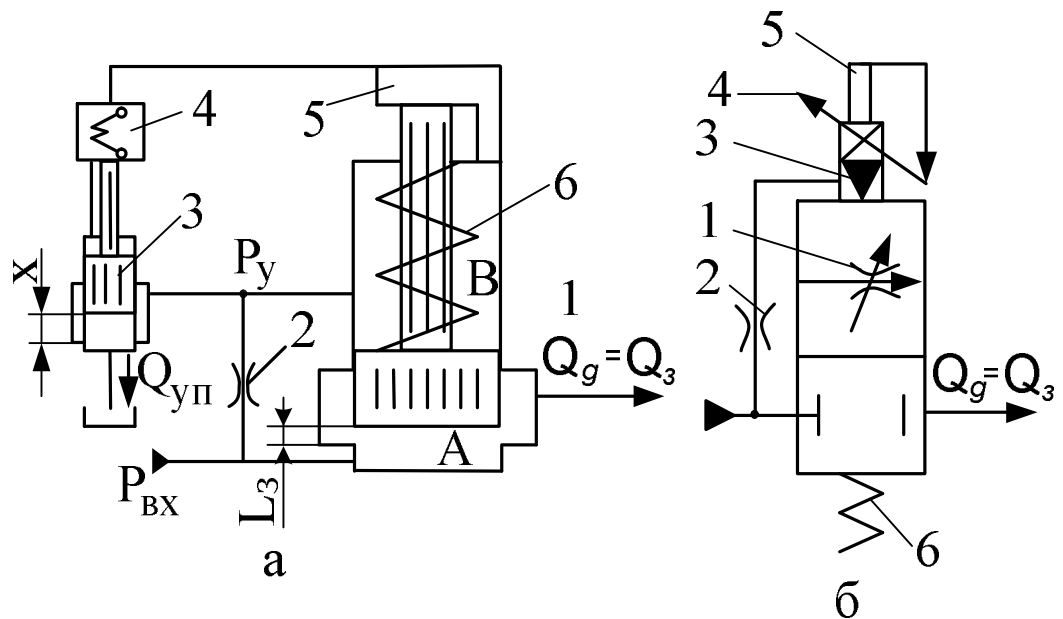
Запорнорегулюючі елементи гідро (пневмо) апаратів з пропорційним електричним управлінням виконані аналогічно гідро (пневмо) апаратам загальнопромислового застосування. До цих елементів додається гідравлічний потенціометр, а регулюючим елементом потенціометра управляє пропорційний електромагніт, який переміщує елемент на відповідну пропорційну силі струму I_y відстань.

Гідро (пневмо) апаратура з пропорційним електричним управлінням використовується для дистанційного управління параметрами приводу, або як ланки замкнених систем автоматичного регулювання. У деяких гідро (пневмо) апаратах (запобіжні та редуційні клапани) зворотного зв'язку не потрібно, тому що тиск у середині камери гідравлічного потенціометра (рис. 1.27 і 1.30) безпосередньо впливає на запірно регульований елемент клапана (переливний золотник). Гідророзподільники з пропорційним електричним управлінням (рис. 1.29) можуть виконувати функції підсилювачів потужності. Вони конструктивно простіші, дешевші, менш чутливі до забруднення, але уступають підсилювачам пружності за швидкодією, коефіцієнтом підсилення, чутливістю, лінійністю, гістерезисом, вимагають більш могутнього джерела живлення системи управління. Гідророзподільники з пропорційним електричним управлінням за рахунок наявності датчика зворотного зв'язку за положенням забезпечують безступінчаті переміщення золотника L , пропорційне силі струму управління I_y . Регулюючим органом системи управління гідро (пневмо) дроселів (рис. 1.28) і регуляторів витрати (рис. 1.31) є гідравлічний потенціометр, провідність чуттєвого регулюючого елемента якого встановлюється пропорційним електромагнітом. Дроселі та регулятори витрати мають зворотній зв'язок за положенням запірнорегулюючого елемента основного дроселя, що обумовлюється його переміщенням, пропорційне силі струму управління.



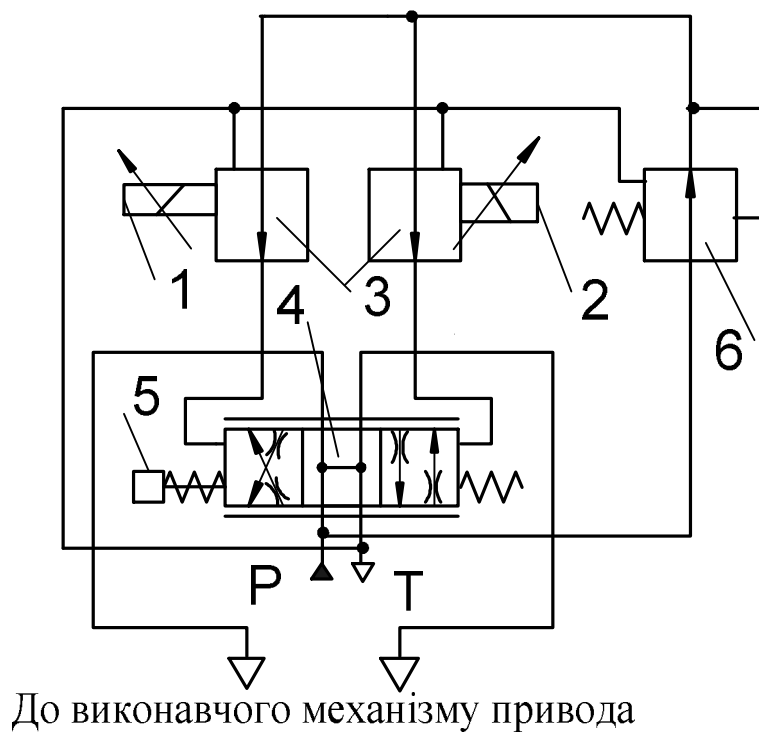
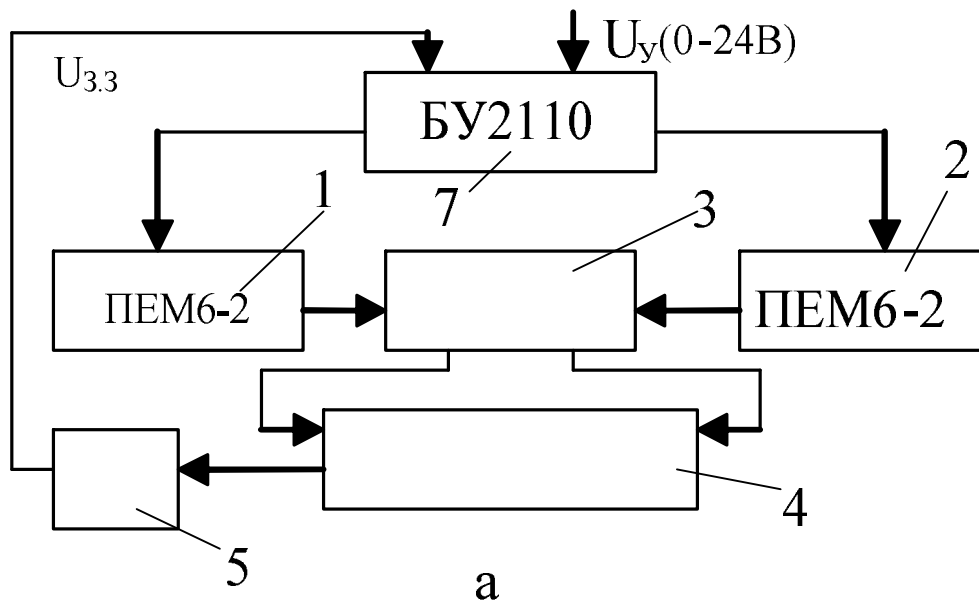
а – схема клапана; б – умовне позначення;
 1 – переливний золотник; 2 – гідравлічний потенціометр;
 3 – пропорційний електромагніт ПЕМ6-1

Рисунок 1.27 – Запобіжний клапан с пропорційним електричним управлінням типу ПКПД



а – схема дроселя; б – умовне позначення;
 1 – дросель основний; 2 – дросель постійний;
 3 – дросель регульований; 4 – пропорційний електромагніт ПЕМ6-2;
 5 – датчик зворотного зв'язку; 6 - пружина

Рисунок 1.28 – Гідродросель з пропорційним електричним управлінням типу ДВП



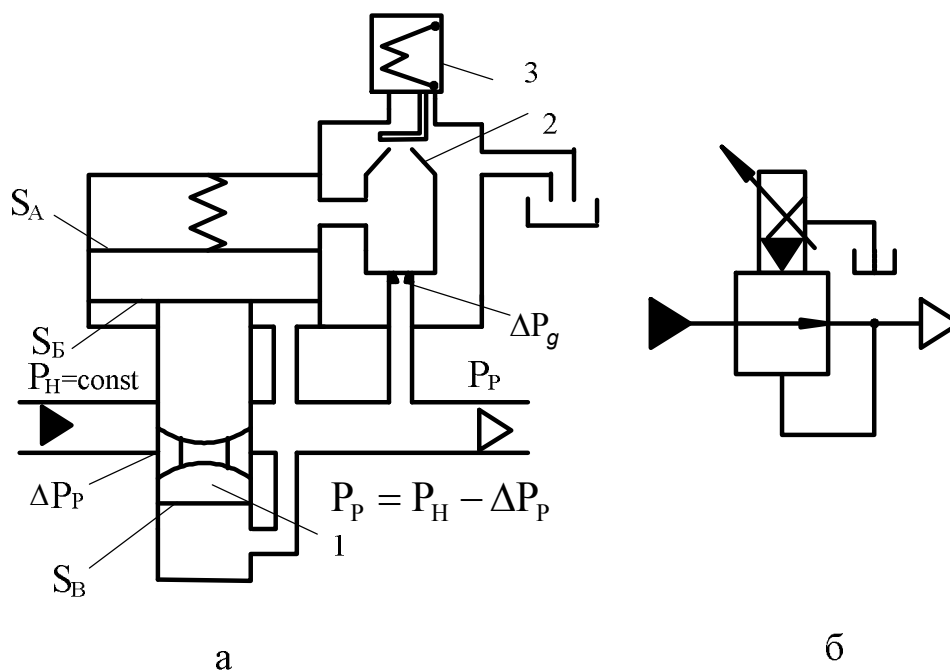
б

*а – структурна схема управління розподільником;
 б – гідросхема розподільника;
 1 і 2 – пропорційні електромагніти; 3 – гідравлічний міст;
 4 – чотирихілінний трипозиційний розподільник з нульовим
 перекриттям; 5 – індуктивний датчик зворотного зв'язку за
 положенням розподільника; 6 – редуційний клапан;
 7 – блок управління*

Рисунок 1.29 – Гідро(пневмо)розподільник з пропорційним електричним управлінням типу РП

Гідравлічний міст роздільника 3 (рис 1.29) складається із двох потенціометрів типу «сопло - заслінка». Редукційний клапан 6 знижує тиск робочого середовища, який подається до сопел гідравлічного мосту, і підтримує його постійним.

Редукційний клапан с пропорційним електричним управлінням (рис. 1.30) складається із переливного золотника загально промислового призначення 1, гідравлічного потенціометра типу «сопло - заслінка» 2 і пропорційного електромагніта 3.



а – схема клапана; б – умовне позначення

1 – переливний золотник; 2 – потенціометр; 3 – пропорційний електромагніт ПЕМ6-1

Рисунок 1.30 – Редукційний клапан з пропорційним електричним управлінням типу РКІД

Редукційний клапан підключається у гідросхемі послідовно. На його виході формується тиск P_p , який менше тиску на вході P_H , але встановлений за допомогою системи управління тиск P_p підтримується постійним.

Рівняння зусиль, які діють на переливний золотник

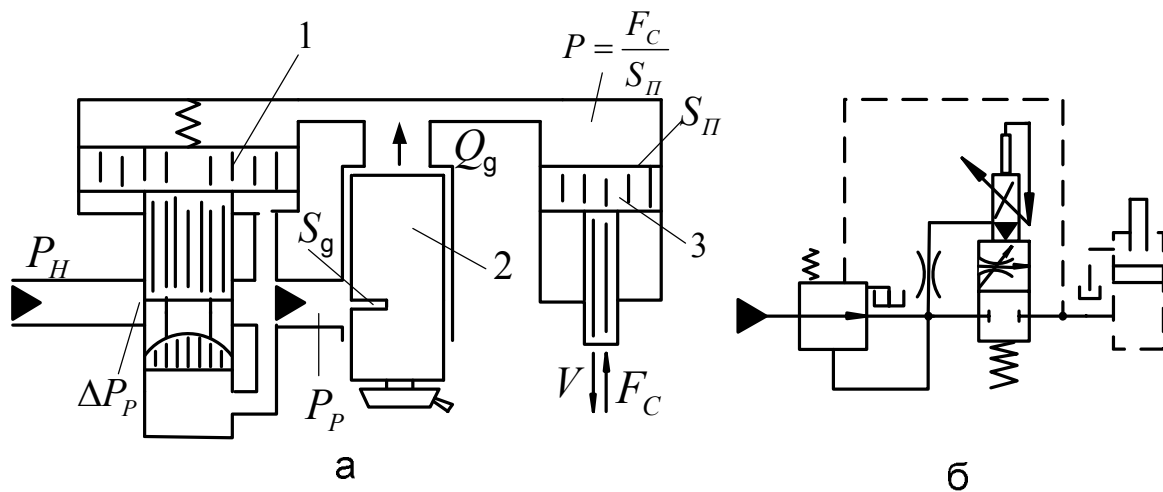
$$(P_p - \Delta P_d)S_A = P_p(S_B + S_B).$$

Нехай з будь-яких обставин значення P_p було у гідросистемі підвищено. Тоді рівняння зусиль набуде виду:

$$(P_p - \Delta P_d)S_A < P_p(S_B + S_B).$$

Під дією зусиль переливний золотник зміститься уверх і зменшить прохідну площу клапана, а це призведе до збільшення втрат тиску ΔP_p . Золотник буде рухатися уверх до того моменту, коли відбудеться рівновага зусиль, які діють на золотник. При цьому тиск на виході P_p залишиться таким, яким його установила система управління.

Регулятори витрати робочого середовища з пропорційним електричним управлінням (рис. 1.31) використовуються у гідроприводах коли треба забезпечити постійну швидкість руху виконавчого механізму при дії на нього різних за значенням зусиль опору. Встановлюється у гідросистемах послідовно. Регулятор складається із редуційного клапана 1 загальнопромислового призначення і дроселя 2 з пропорційним електричним управлінням.



*а – функціональна схема регулятора; б – умовне позначення
Рисунок 1.31 – Регулятор витрати робочого середовища з пропорційним електричним управлінням типу ДД*

При зміні зусилля, яке діє на виконавчий механізм 3 (рис. 1.31) перепад тиску $P_p - P$ буде постійним.

Тому витрата робочого середовища Q_d , яка підводиться до виконавчого механізму буде постійною, яка обумовлена установкою системи управління дроселем 2:

$$Q_d = \mu_d S_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_p - P)} .$$

Дросель складається з наступних елементів: пропорційного електромагніта ПЕМ6-2, гідравлічного потенціометра і циліндричного золотника, що виконує функції дроселя. Дросель має зворотний електричний зв'язок (див. рис. 1.28, а).

Передатна функція потенціометра

$$W_{II} (P_S) = \frac{L (P_S)}{X(P_S)} = \frac{K_{II}}{T_{II}^2 P_S^2 + 2\varepsilon \hat{O}_{II} P_S + 1},$$

де K_{II} - коефіцієнт передачі

$$K_{II} = \frac{K_{DS3}}{\hat{E}_{DII} \hat{C}_{II} \hat{S}_{II} + \hat{E}_{AII} \hat{N}_{II} \hat{D}_{II}}.$$

Витрати через золотник управління при X_0

$$Q_{уП} = \mu \pi d_0 X_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_y} = \mu \pi d_0 X_0 \sqrt{\frac{2 P_{BX}}{2\rho}} = \mu \pi d_0 X_0 \sqrt{\frac{P_{BX}}{\rho}}.$$

Коефіцієнт підсилення потенціометра з витрати

$$K_P = \frac{Q_{уП}}{X_0} = \mu \pi d_0 \sqrt{\frac{P_{BX}}{\rho}}.$$

Коефіцієнт підсилення потенціометра за тиском

$$K_D = \frac{Q_{уП}}{P_{BX}} = \frac{\mu \pi d_0 \sqrt{\frac{P_{BX}}{\rho}}}{P_{BX}}.$$

Коефіцієнт зворотного зв'язку

$$K_{CC} = \frac{\hat{O}_{II} \hat{A}_{II} \hat{E}_{II} \hat{N}_{II}}{L_{II} \hat{A}_{II} \hat{E}_{II} \hat{N}_{II}}.$$

Ефективна площа основного золотника

$$S_3 = \frac{\pi d_3^2}{4}.$$

Жорсткість пружини основного золотника

$$C_{II} = \frac{D_{AII} \hat{O}_{II} S_3}{4 L_3},$$

де L_3 - переміщення основного золотника.

Постійна часу потенціометра

$$T_{\ddot{A}} = \sqrt{\frac{K_{\ddot{A}} m}{K_{\ddot{D}} K_{3.3} S_3 + K_{\ddot{A}} C_{\ddot{D}}}}$$

де m - маса основного золотника.

Відносний коефіцієнт демпфірування коливань

$$\varepsilon = \frac{K_{\ddot{A}} f + S_{\ddot{C}}^2}{2\sqrt{\hat{E}_{\ddot{A}} m (\hat{E}_{\ddot{D}} \hat{C}_{\ddot{C}} \hat{C}_{\ddot{C}} + \hat{E}_{\ddot{A}} \hat{N}_{\ddot{D}})}} ,$$

де f - наведений коефіцієнт грузлого тертя.

Передатна функція основного золотника

$$W_3(P_S) = \frac{Q_3(P_S)}{L_3(P_S)} = K_3 .$$

Значення K_3 можна визначити:

$K_3 = Q_A / L_3$ - якщо дросель установлений на вході;

$K_3 = Q_B / L_3$ - якщо дросель розташований на виході виконавчого механізму.

Отже, передатна функція дроселя з пропорційним електричним управлінням

$$W_g(P_S) = \frac{Q_3(P_S)}{I_y(P_S)} = \frac{K_E}{T_E P_S + 1} \cdot \frac{K_{\Pi}}{T_D^2 P_S^2 + 2\varepsilon T_D P_S + 1} K_3 .$$

Дроселюючий розподільник із пропорційним електричним управлінням складається з наступних елементів: пропорційного електромагніта ПЕМ6-2, гідравлічного моста і циліндричного чотирищільного золотника, що виконує функції двох дроселів, установлених на вході і виході з виконавчого механізму приводу (див.рис.1.29).

Передатна функція гідравлічного моста зі зворотним зв'язком

$$W_{Г.М}(P_S) = \frac{L_{33}(P_S)}{X(P_S)} = \frac{K_{\Pi}}{T_{Г.М}^2 P_S^2 + 2\pi T_{Г.М} P_S + 1} ,$$

де K_{Π} - коефіцієнт передачі,

$$K_{\Pi} = \frac{K_p S_3}{K_p K_{33} S_3 + K_d C_{ГД}}.$$

Витрата через сопло при середнім положенні заслінки

$$Q_C = \mu \pi d_C x_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_K},$$

де μ - коефіцієнт витрати;

d_C - діаметр сопла;

x_0 - максимальний зсув заслінки;

P_K - командний тиск, підводимий до елемента «сопло-заслінка»,

$$P_K = 1 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}.$$

Коефіцієнти підсилення:

- за витратою

$$K_p = \frac{Q_C}{X_0} = \mu \pi d_C \sqrt{\frac{2}{\rho} P_K};$$

- за тиском

$$K_d = \frac{Q_C}{P_K} = \frac{\mu \pi d_C \sqrt{\frac{2}{\rho} P_K}}{P_K}.$$

Коефіцієнти зворотного зв'язку

$$K_{3.3} = \frac{X_0^{\text{МАКС}}}{L_3^{\text{МАКС}}}.$$

Ефективна площа основного золотника

$$S_3 = \frac{\pi d_3^2}{4},$$

де d_3 - діаметр золотника.

Динамічна жорсткість потоку рідини в щілині золотника

$$C_{\dot{A}\dot{A}} = 0,964 \pi d C(\dot{D}_A - P),$$

де P_A - розрахунковий тиск на виході з насоса.

Постійна часу потенціометра

$$T_{\Gamma M} = \sqrt{\frac{K_D m}{K_P K_{3.3} S_3 + K_D C_{ГД}}},$$

де m - маса золотника.

Відносний коефіцієнт демпфірування коливань

$$\varepsilon = \frac{S_C^2 + K_A f}{2\sqrt{\hat{E}_A m_3 (\hat{E}_D \hat{E}_C S_C + \hat{E}_A \tilde{N} \tilde{A})}},$$

де f - приведений коефіцієнт грузлого тертя.

Передатна функція основного золотника

$$W_3(P_S) = \frac{Q_3(P_S)}{L_3(P_S)} = K_3.$$

Значення K_3 визначається:

$$K_3(P_S) = \frac{Q}{L_3},$$

де Q - наведена до дроселюючого розподільника витрата.

Отже, передатна функція дроселюючого розподільника з пропорційним електричним управлінням (електрогідропідсилювача)

$$W_D(P_S) = \frac{Q_C(P_S)}{L_O(P_S)} = \frac{K_A}{\dot{O}_A P_S + 1} \cdot \frac{K_I}{T_{A.I}^2 P_S^2 + 2\varepsilon T_{A.I} P_S + 1} K_C.$$

Якщо запобіжний клапан встановлюється у гідросистемі паралельно, то він підтримує максимальне значення завданого тиску. При послідовному включенні запобіжного клапана у гідросистему підтримується завданий тиск тільки у одній гідролінії. На рисунку 1.32 розглянутий приклад розташування у гідросистемі гідроапаратури.

З довідника гідро (пневмо) апаратура з пропорційним електричним управлінням вибирається з дотримання наступних умов:

$$P_{II} \geq P; \quad Q_{II} \geq Q,$$

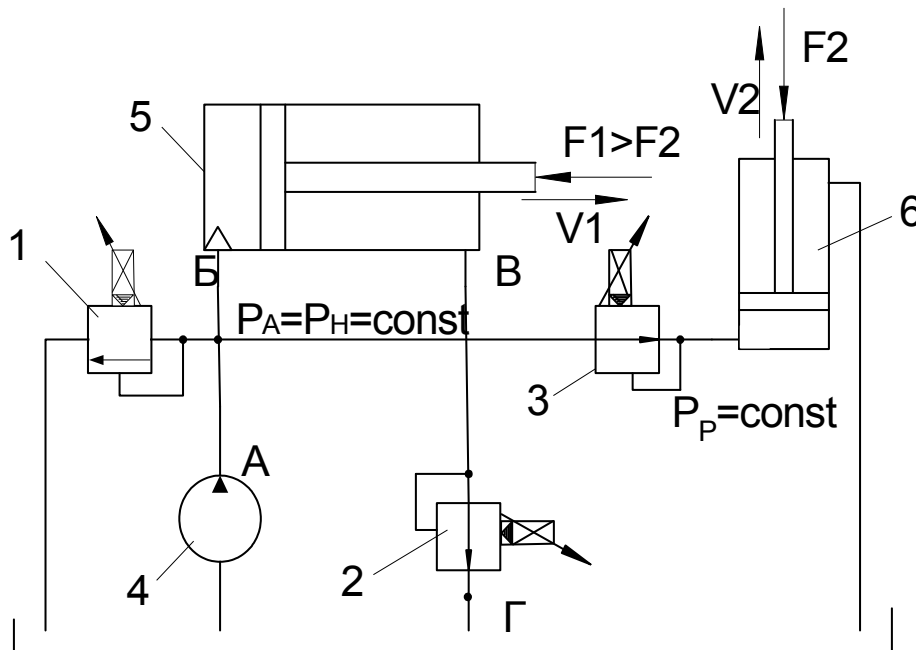
де P_{II} і P - відповідно номінальний паспортний тиск гідроапарата та розрахунковий максимально можливий тиск у гідросистемі;

Q_{II} і Q - відповідно номінальна паспортна витрата гідроапарата та розрахункова максимально можлива витрата робочого середовища в гідросистемі.

Для обраного типорозміру гідроапарата визначається дійсна втрата тиску при проходженні розрахункової витрати через гідроапарат

$$\Delta P = \Delta P_I \left(\frac{Q}{Q_I} \right)^2,$$

де ΔP і ΔP_{II} - відповідно розрахункова та паспортна втрата тиску.



1 – запобіжний клапан; 2 – гідроклапан тиску (підтримує тиск у точці B); 3 – редукційний клапан; 4 – насос; 5 і 6 – виконавчі механізми

Рисунок 1.32 – Гідросхема розташування гідроапаратури

1.6 Електрогідравлічні й електропневматичні підсилювачі потужності

Гідропневмопідсилювачі потужності призначені для перетворення слабких електричних сигналів (потужністю до 3,5 Вт) у пропорційні їм могутні сигнали виконавчих механізмів підсилювачів.

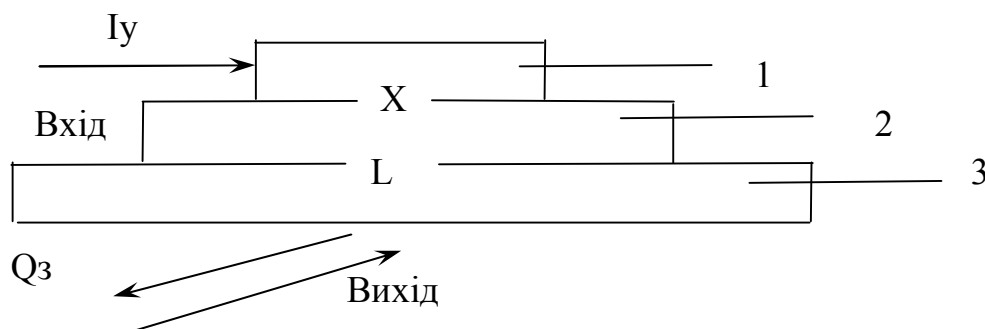
Функціональна залежність між вхідним і вихідним сигналами буває дискретною й аналоговою. У дискретних гідропідсилювачах вихідний сигнал переривчастий і змінюється стрибкоподібно, у той час як в аналогових гідропідсилювачах вихідний сигнал є безупинним аналогом вхідного сигналу.

Гідропневмопідсилювачі підрозділяються за типом чуттєвого регульованого елемента ("сопло-заслінка", "струминна трубка", "голчастий дросель", "мікрозолотник"); за способом забезпечення пропорційності між переміщеннями вхідної і вихідної ланок (без зворотного зв'язку, зі зворотним зв'язком); за кількістю каскадів посилення (однокаскадні, двокаскадні і багатокаскадні).

Використання гідропневмопідсилювачів дозволяє одержати значні зусилля (крутяні моменти) при збереженні всіх переваг електричних систем управління.

Найбільше застосування одержали однокаскадні і двокаскадні підсилювачі. Гідропідсилювачі в порівнянні з електромеханічними володіють перевагами: кращими динамічними властивостями, більшою надійністю і дуже високими коефіцієнтами підсилення (понад 400000). Відношення маси до потужності електрогідропідсилювача складає 0,04 кг/кВт, у той час як в електромеханічних підсилювачах цей показник - 20 кг/кВт, а в магнітних - 70 кг/кВт.

Двокаскадний підсилювач потужності (рис. 1.32) складається з електромеханічного перетворювача 1, гідравлічного моста чи потенціометра 2 і виконавчого механізму 3 (чотирищільний золотник з негативним чи нульовим перекриттям, гідроциліндр, гідродвигун).



- 1 - електромеханічний перетворювач (ЕМП);
- 2 - гідравлічний міст чи потенціометр;
- 3 - виконавчий механізм підсилювача (чотирищільний золотник з нульовим перекриттям, гідродвигун, гідроциліндр);

I_y - сила струму управління;

Q_3 - витрата через виконавчий механізм (у силову гідросистему);

X - переміщення заслінки (струминної трубки, голки дроселя, мікрозолотника);

L - переміщення виконавчого механізму підсилювача

Рисунок 1.33 - Блок-схема гідропневмопідсилювача потужності

На рисунку 1.34 подана схема гідравлічного моста підсилювача потужності типу "сопло-заслінка" без зворотного зв'язку.

Гідравлічний міст складається з двох потенціометрів, що є плічми моста, причому в діагоналі моста встановлюється виконавчий механізм

(навантаження). Функції регульованих дроселів 2 і 4 виконують чуттєві регулюючі елементи, які управляються електромеханічним перетворювачем. Виконавчий механізм моста 5 підключається послідовно до силової гідросистеми приводу і за рахунок свого пересування регулює параметри потоку рідини (газу), що подається від джерела живлення до виконавчого механізму слідкувального приводу. При зсуві заслінки, наприклад, ліворуч на відстань X тиск у камері лівого потенціометра P_A збільшиться, а в камері правого потенціометра P_B зменшиться. Перепад тисків $P = P_A - P_B$, що діють на торці золотника 5, забезпечить зсув золотника праворуч, причому золотник буде переміщатися праворуч зі швидкістю V , що обумовлюється витратою в діагоналі моста $V = \frac{Q_g}{S_3}$.

Якщо заслінка знаходиться у середньому стані, то витрати $Q_1=Q_2$, $Q_3=Q_4$, $Q_1=Q_2=Q_3=Q_4$.

Тоді розрахункові залежності витрат:

$$Q_1 = \mu_d S_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_K - P_A)} = \mu_d S_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_K - P_A} = G_1 \sqrt{P_K - P_A};$$

$$Q_2 = \mu_c \pi d_c x_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_A} = \mu_c \pi d_c x_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_A} = G_2 \sqrt{P_A};$$

$$Q_3 = \mu_d S_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_K - P_B} = G_3 \sqrt{P_K - P_B};$$

$$Q_4 = \mu_c \pi d_c x_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_B} = G_4 \sqrt{P_B}.$$

За умовами того, що витрати рідини однакові, звичайно опори дроселей теж є рівними $G_1=G_2=G_3=G_4=G$.

Якщо заслінка зсунута, наприклад, ліворуч на X , тоді витрата рідини через дроселі зміниться, тобто:

$$Q_1 = G \sqrt{P_K - P_A};$$

$$Q_2 = \mu_c \pi d_c (x_0 - x) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_A} = \mu_c \pi d_c x_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_A} - \mu_c \pi d_c x \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_A} \cdot \frac{x_0}{x_0} = G \sqrt{P_A} \left(1 - \frac{x}{x_0}\right);$$

$$Q_3 = G \sqrt{P_K - P_B};$$

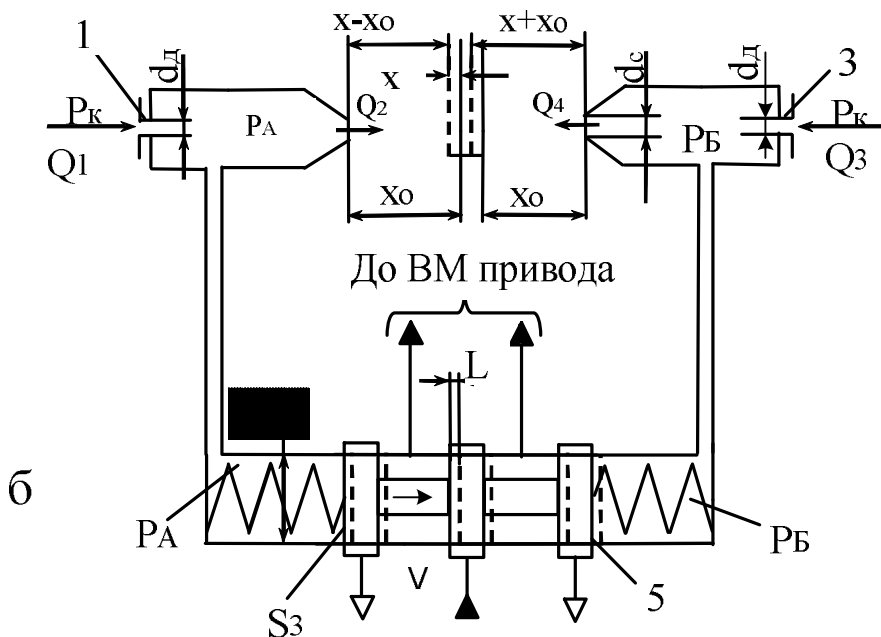
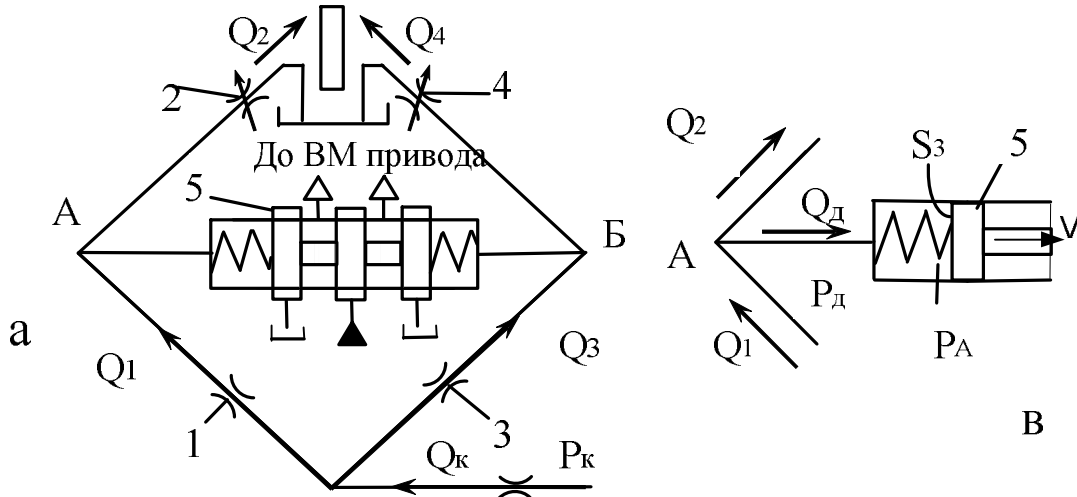
$$Q_4 = G \sqrt{P_B} \left(1 + \frac{x}{x_0}\right).$$

Якщо золотник виконавчого механізму моста затормозити, тоді можна записати, що $Q_1=Q_2$, а $Q_3=Q_4$.

Після підстановки розрахункових залежностей:

$$G\sqrt{P_K - P_A} = G\sqrt{P_A} \left(1 - \frac{x}{x_0}\right);$$

$$G\sqrt{P_K - P_B} = G\sqrt{P_B} \left(1 + \frac{x}{x_0}\right).$$



а - схема гідравлічного моста; - схема розміщення сопел і золотника; в - вузол А;

1 і 3 - постійні дроселі; 2 і 4 - чуттєві регульовані елементи;

5 - чотирищільний золотник з нульовим перекриттям

Рисунок 1.34 - Гідравлічний міст

Після перебудови залежностей:

$$P_A = P_K \frac{1}{1 + \left(1 - \frac{x}{x_0}\right)^2};$$

$$P_B = P_K \frac{1}{1 + \left(1 + \frac{x}{x_0}\right)^2}.$$

При $x=0$ $P_A=0,5P_K$, а $P_B=0,5P_K$.

При $x=x_0$ $P_A=P_K$, а $P_B=0,2P_K$.

На рисунку 1.35 розглянута навантажувальна характеристика гідравлічного моста $P=f(X)$:

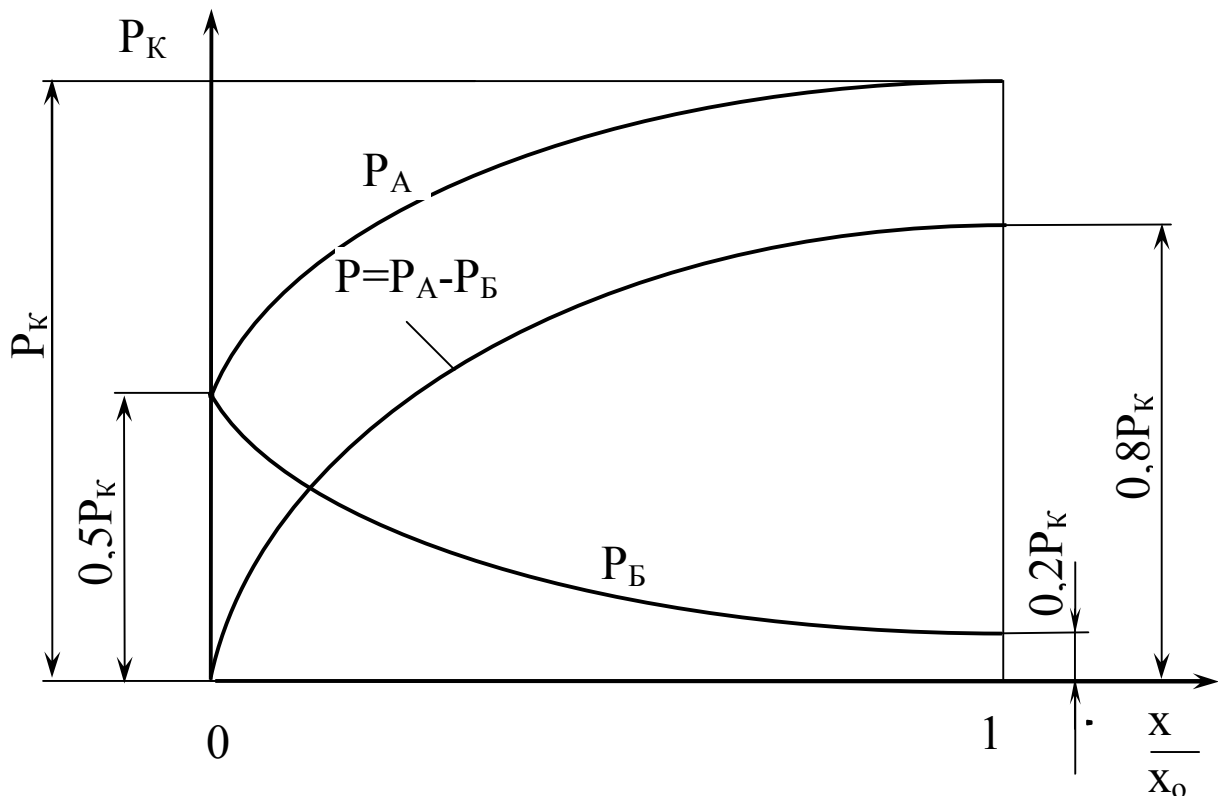


Рисунок 1.35 – Навантажувальна характеристика гідравлічного моста

При дії на торці золотника перепаду тисків $P=P_A-P_B$, золотник рухається праворуч зі швидкістю руху:

$$v = \dot{L} = \frac{Q_d}{S_3},$$

де Q_d – витрата робочого середовища у діагоналі моста;
 S_3 – площа торця золотника,

$$S_3 = \frac{\pi d^2}{4}.$$

Рівняння витрат у вузлі А:

$$Q_1 = Q_2 + Q_d, \text{ звідкіля}$$

$$Q_d = Q_1 - Q_2 = \mu_d S_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_K - P_A)} - \mu_c \pi d_c (x_0 - x) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_A}.$$

Якщо рівняння розкласти у ряд Маклорена і взяти перші два члени, то витратна характеристика гідравлічного моста у діагоналі буде:

$$Q_d = K_p X - K_d P,$$

де K_p – коефіцієнт підсилювання гідравлічного моста за витратою,

$$K_p = \frac{Q_{cp}}{X_0};$$

K_d – коефіцієнт підсилювання гідравлічного моста за

тиском, $K_d = \frac{Q_{cp}}{P_K};$

Q_{cp} – витрата робочого середовища через чуттєвий елемент „сопло-заслонка” при середньому стані заслінки.

Диференціальні рівняння, що описують функціонування гідравлічного моста без зворотного зв'язку:

$$\begin{aligned} Q_d &= S_3 \dot{L} = K_p X - K_d P, \\ P S_3 &= m \ddot{L} + f \dot{L} + (C_{гд} + C_{пр}) L, \end{aligned}$$

де L – переміщення золотника;

x – переміщення заслінки;

m – маса золотника;

$C_{гд}$ – жорсткість гідродинамічного потоку;

$C_{пр}$ – жорсткість пружини;

f – коефіцієнт грузлого тертя.

У процесі перебудови диференціальне рівняння набуде виду:

$$K_p X = \frac{K_d m}{S_3} \ddot{L} + \frac{K_d f + S_3^2}{S_3} \dot{L} + \frac{K_d (C_{гд} + C_{пр})}{S_3} L, \text{ або}$$

$$\frac{K_p S_3}{K_d (C_{гд} + C_{пр})} X = \frac{m}{C_{гд} + C_{пр}} \ddot{L} + \frac{K_d f + S_3^2}{K_d (C_{гд} + C_{пр})} \dot{L} + L.$$

Рівняння після перетворення за Лапласом:

$$K_f X(Ps) = \dot{O}_{\tilde{A},i}^2 Ds^2 L(Ps) + 2\varepsilon \dot{O}_{\tilde{A},i} Ps L(Ps) + L(Ps),$$

де K_n – коефіцієнт передачі, $K_n = \frac{K_p S_3}{K_d (C_{гд} + C_{пр})}$;

$T_{гм}$ – постійна часу гідравлічного моста, $T_{\tilde{A},i} = \sqrt{\frac{m}{C_{\tilde{A},i} + C_{\tilde{D}}}}$;

ε – відносний коефіцієнт демпфірування коливань,

$$\varepsilon = \frac{S_3^2 + K_d f}{2K_d \sqrt{m(C_{гд} + C_{пр})}};$$

P_s – оператор Лапласа.

Передатна функція гідравлічного моста без зворотного зв'язку

$$W_{\tilde{A},i}(Ps) = \frac{L(Ps)}{X(Ps)} = \frac{K_n}{T_{\tilde{A},i}^2 P_s^2 + 2\varepsilon T_{\tilde{A},i} P_s + 1}.$$

При наявності у гідравлічному мості зворотного зв'язку за положенням пружини не застосовуються ($C_{пр}=0$) і замість переміщення заслінки x у залежності Q_d використовують розсогласування h , яке можна розрахувати:

$$h = X - L \cdot K_{з.з},$$

де $K_{з.з}$ – коефіцієнт зворотного зв'язку;

$$K_{з.з} = \frac{X_{\max}}{L_{\max}}.$$

Тоді диференціальні рівняння гідравлічного моста зі зворотним гідравлічним зв'язком за положенням:

$$Q_d = S_3 \dot{L} = K_p h - K_d P = K_p X - K_p K_{3.3} L - K_d P,$$

$$P S_3 = m \ddot{L} + f \dot{L} + C_{гд} L.$$

У процесі перебудови диференціальне рівняння набуде виду:

$$K_p X = \frac{K_d m}{S_3} \ddot{L} + \frac{K_d f + S_3^2}{S_3} \dot{L} + \frac{K_p K_{3.3} S_3 + K_d C_{гд}}{S_3} L, \text{ або}$$

$$\frac{K_p S_3}{K_p K_{3.3} S_3 + K_d C_{гд}} X = \frac{K_d m}{K_p K_{3.3} S_3 + K_d C_{гд}} \ddot{L} + \frac{K_d f + S_3^2}{K_p K_{3.3} S_3 + K_d C_{гд}} \dot{L} + L.$$

Рівняння після перетворення за Лапласом:

$$K_I X(Ps) = \dot{O}_{\dot{A}.i}^2 Ds^2 L(Ps) + 2\varepsilon \dot{O}_{\dot{A}.i} Ps L(Ps) + L(Ps),$$

де K_n – коефіцієнт передачі, $K_{II} = \frac{K_p S_3}{K_p K_{3.3} S_3 + K_d C_{гд}}$

$T_{Г.М}$ – постійна часу гідравлічного моста, $T_{\dot{A}.i} = \sqrt{\frac{K_a m}{K_p K_{\varphi\varphi} S_3 + K_a C_{\dot{a}\dot{a}}}}$;

ε – відносний коефіцієнт демпфірування коливань,

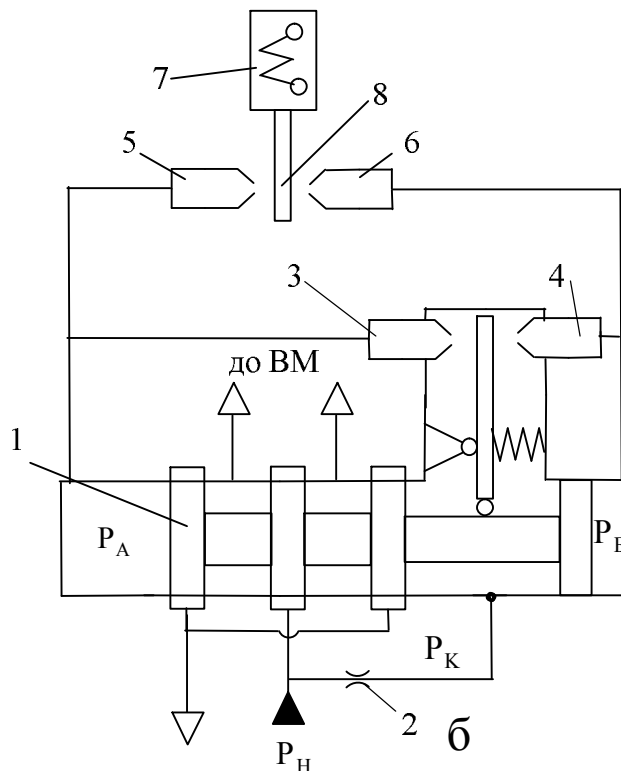
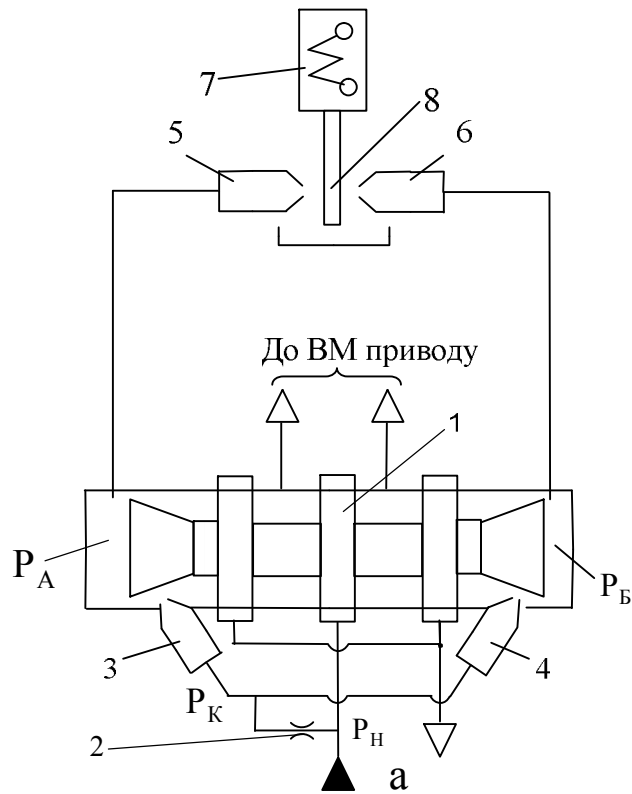
$$\varepsilon = \frac{K_g f + S_3^2}{2\sqrt{K_d m (K_p K_{3.3} S_3 + K_d C_{гд})}}.$$

Передатна функція гідравлічного моста зі зворотним зв'язком за положенням:

$$W_{\dot{A}.i}(Ps) = \frac{L(Ps)}{X(Ps)} = \frac{K_n}{T_{\dot{A}.i}^2 P_s^2 + 2\varepsilon T_{\dot{A}.i} P_s + 1}.$$

На рисунку 1.36 розглянуті гідросхеми двокаскадних підсилювачів потужності зі зворотним гідравлічним зв'язком за положенням.

Найбільше у слідкувальних гідравлічних і пневматичних приводах застосовуються однокаскадні і двокаскадні підсилювачі потужності. Перший каскад підсилення реалізується потенціометрами (гідравлічними мостами), які мають чуттєві регульовальні елементи: «сопло-заслінка», «стуменна трубка», «голчастий дросель», «мікрозолотник». Другий каскад підсилення виконується чотирищільним золотником або різноманітними виконавчими механізмами. Промисловість виготовляє і багатокаскадні підсилювачі потужності спеціального призначення.



а - гідропідсилювач; б - пневмопідсилювач;

1 - чотирицилінний золотник з нульовим перекриттям; 2 - постійний дросель; 3 і 4 - сопла зворотного зв'язку; 5 і 6 - сопла елемента типу "сопло-заслінка"; 7 – електромеханічний перетворювач; 8 - заслінка

Рисунок 1.36 - Двокаскадні гідропневмопідсилювачі потужності зі зворотним гідравлічним зв'язком за положенням

Переміщення золотника 1 обумовлюється розбалансом тисків P_A і P_B , який виникає при переміщенні заслінки 8. Цьому переміщенню відповідає пропорційне переміщення золотника L , яке фіксується рівновагою тисків

$$P_A = P_B, \text{ бо}$$

$$P_A = P_K - \Delta P_3,$$

$$P_B = P_K - \Delta P_4,$$

де P_K - тиск на виході із дроселя 2;

ΔP_3 і ΔP_4 - відповідно витрати тиску між соплами 3 і 4 і поверхнями хвостовиків золотника.

Наприклад, при руху золотника 1 ліворуч ΔP_3 зменшується (площа щілини збільшується), а ΔP_4 збільшується (площа щілини зменшується).

У слідкувальних гідравлічних і пневматичних приводах застосовуються й інші двокаскадні підсилювачі (рис. 1.37).

Передатна функція електрогідро(пневмо)підсилювача потужності:

$$W_{EM\Pi}(Ps) = W_{AI}(Ps) \cdot W_{\tilde{A}I}(Ps) \cdot W_C(Ps),$$

де $W_{EM\Pi}(Ps)$ і $W_3(Ps)$ - відповідно передатні функції електромеханічного перетворювача і чотирищілинного золотника (розглянуті у підрозділі 1.3);

$W_{\tilde{A}I}(Ps)$ - передатна функція гідравлічного моста.

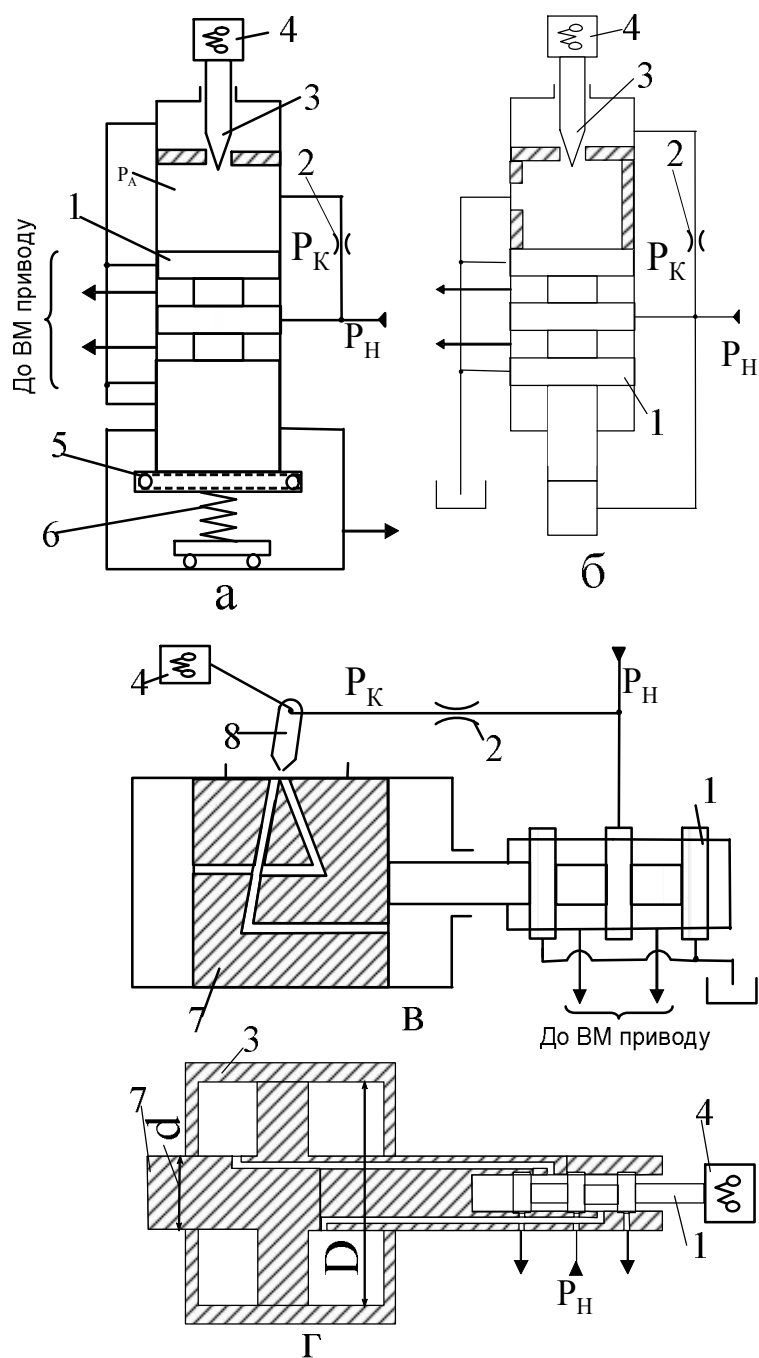
Із довідника підсилювачі потужності вибираються за умовами забезпечення параметрів:

$$P_{\Pi} \geq P_3; Q_{\Pi} \geq Q_3,$$

де P_{Π} і P_3 - відповідно паспортне номінальне і завдане (розрахункове) значення тиску на вході у підсилювач;

Q_{Π} і Q_3 - відповідно паспортна номінальна і завдана (розрахункова) витрата робочого середовища.

Чотирищільний золотник встановлюється у гідросистему приводу послідовно, а система управління - паралельно.



а – голчастий без зворотного зв'язку; *б* – голчастий зі зворотним зв'язком за положенням; *в* – струминний зі зворотним зв'язком за положенням;

г – з мікрозолотником і зворотним зв'язком за положенням;

1 – чотирищільний золотник з нульовим перекриттям;

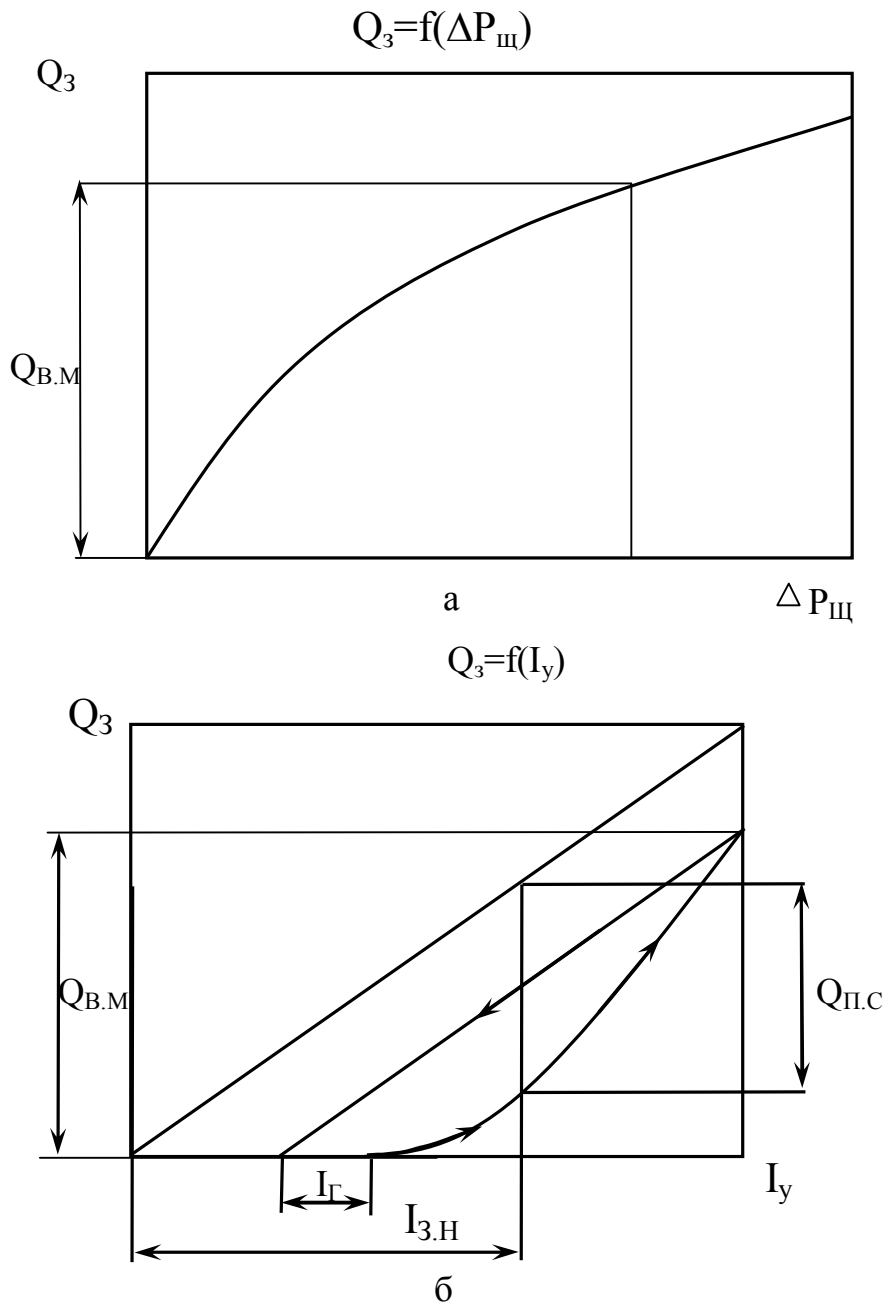
2 – постійний дросель; *3* – голчастий дросель;

4 – ЕМП; *5* – крильчатка;

6 – пружина; *7* – поршень; *8* – струминна трубка

Рисунок 1.37 – Схеми двокаскадних підсилювачів потужності

При виборі типорозміру підсилювача потужності треба використовувати паспортні навантажувальну $Q_3 = f(\Delta P_{\text{щ}})$ і регулювальну $Q_3 = f(I_y)$ характеристики (рис. 1.38)

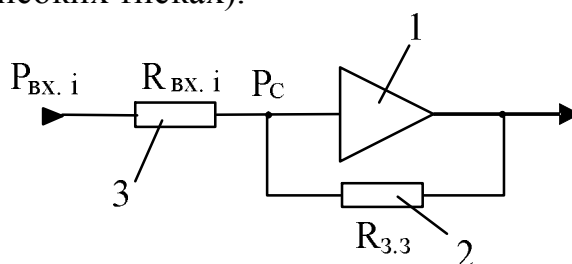


*а – навантажувальна характеристика; б – регулювальна характеристика;
 $\Delta P_{\text{щ}}$ - втрата тиску у щілині; $I_{3.н}$ – зона нечутливості;
 Q_3 – витрата робочого середовища через щілину; I_{γ} – гистерезіс;
 I_y – сила струму управління; $Q_{\text{п.с}}$ – погрішність слідкування
 Рисунок 1.38 – Характеристики підсилювачів потужності*

З огляду на значну вартість електрогідро(пнеumo)підсилювачів потужності, необхідно при розробці робочого проекту слідкувального приводу подати техніко-економічне обґрунтування.

1.7 Гідро(пневмо)регулятори

Аналогові гідравлічні (пневматичні) обчислювальні пристрої функціонують аналогічно електричним відповідно до електрогідравлічної аналогії. Структурна схема гідравлічного вирішального підсилювача (рис.1.39) аналогічна електричному. Як активний опір застосовується капіляр діаметром 1 мм і невеликої довжини. Індуктивний опір являє собою довгий капіляр, усередині якого при русі рідини виникають хвильові процеси (внутрішній діаметр і довжина капіляра взаємозалежні). Ємнісний опір реалізується мініатюрними гідроаккумуляторами мембранного типу (при низьких тисках до 2 МПа), сільфонними (при тисках до 10 МПа) і поршневыми (при високих тисках).



1 – операційний підсилювач; 2 – опір зворотного зв'язку;
3 – входні опори

Рисунок 1.39 – Схема гідравлічного вирішального підсилювача

Операційні гідравлічні підсилювачі бувають мембранні (рис. 1.40), золотникові, струминні й комбіновані.

Утрати напруги (тиску) у ланцюгах визначаються:

$$\Delta U = Ri + L \frac{di}{dt} + \frac{1}{C} \int idt;$$

$$\Delta P = KQ + \frac{\rho l_2 dQ}{S_2 dt} + \frac{C_{np} X}{S};$$

$$X = \frac{1}{S} \int Q dt; \quad \Delta P_{AK} = \frac{C_{np}}{S^2} \int Q dt;$$

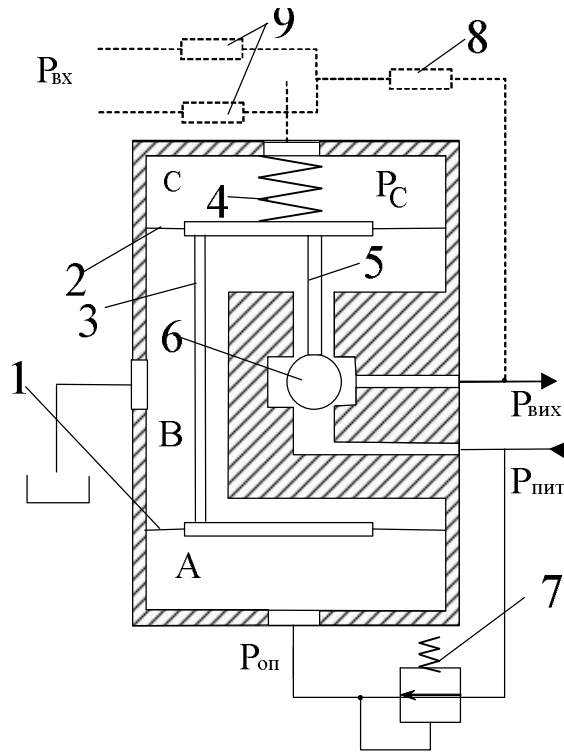
$$R = K; \quad L = \frac{\rho l_2}{S_2}; \quad C = \frac{S^2}{C_{np}}.$$

Тоді втрата тиску в гідравлічному ланцюзі виразиться залежністю

$$\Delta P = RQ + L \frac{dQ}{dt} + \frac{1}{C} \int Q dt.$$

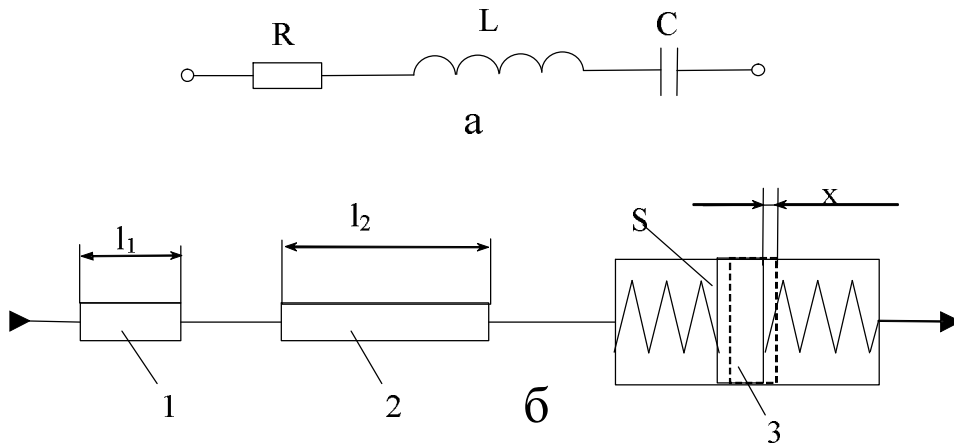
Після перетворення за Лапласом одержимо:

$$\Delta P(P_s) = RQ(P_s) + LP_s Q(P_s) + \frac{Q(P_s)}{CP_s}.$$



1 і 2 - мембрани; 3 - твердий зв'язок мембран; 4- пружина;
 5 - твердий зв'язок мембран з кулькою 6; 7 - редукційний клапан;
 8 - зворотний зв'язок; 9 - вхідні опори
 Рисунок 1.40 - Схема однокаскадного мембранного гідравлічного
 операційного підсилювача

На рисунку 1.41 розглядаються електричний й гідравлічний *RLC* - ланцюги.



а - електричний; б - гідравлічний;
 1 - короткий капіляр (активний опір); 2 - довгий капіляр
 (індуктивний опір); 3 - акумулятор (ємнісний опір)
 Рисунок 1.41 - *RLC*- ланцюги

Передатні функції:

- активний опір (малі капіляри)

$$W_R(P_S) = \frac{\Delta P_{M.K}(P_S)}{Q(P_S)} = R;$$

– індуктивний опір (довгі капіляри)

$$W_L(P_S) = \frac{P_{D,K}(P_S)}{Q(P_S)} = LP_S;$$

– ємнісний опір (акумулятор)

$$W_C(P_S) = \frac{\Delta P_{AK}(P_S)}{Q(P_S)} = \frac{1}{CP_S}.$$

Рівняння вирішального підсилювача

$$\frac{\Delta P_{ВХ}}{W_{ВХ}(P_S)} = \frac{\Delta P_{ВИХ}}{W_{ОС}(P_S)},$$

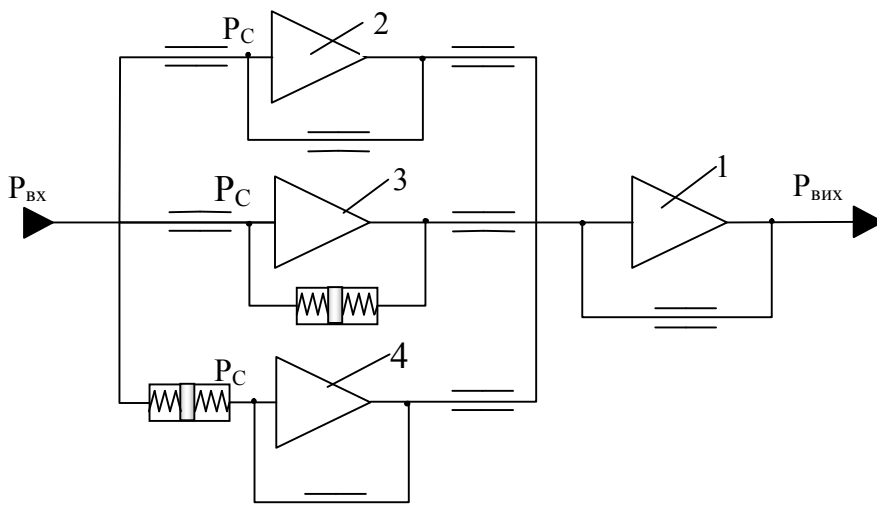
де $\Delta P_{ВХ}$ - перепад тисків на вході, $\Delta P_{ВХ} = P_{ВХ} - P_C$;

$\Delta P_{ВИХ}$ - перепад тисків на виході, $\Delta P_{ВИХ} = P_C - P_{ВИХ}$.

Тоді

$$\Delta P_{ВИХ} = \frac{W_{3.3}(P_S)}{W_{ВХ}(P_S)} \Delta P_{ВХ}.$$

На рисунку 1.42 поданий гідравлічний ПІД – регулятор



1 і 2 - суматор і множник на постійний коефіцієнт (П – регулятор);

3 – інтегратор (І – регулятор); 4 – диференціатор (Д – регулятор)

Рисунок 1.42 - Гідравлічний ПІД – регулятор

Пояснення до рисунка 1.42 :

1 П - регулятор (1 і 2) - підсумовування з множенням на К (якщо на вході у в зворотному зв'язку - активні опори).

Передатна функція

$$\Delta P_{\text{вих}} = \frac{W_{3.3}(P_S)}{W_{\text{вх}}(P_S)} \Delta P_{\text{вх}} = K \Delta P_{\text{вх}} .$$

2 І - регулятор (3) - інтегрування (якщо на вході - активний опір, а у зворотному зв'язку – ємнісний).

Передатна функція

$$\Delta P_{\text{вих}} = \frac{1}{C P_S R} \Delta P_{\text{вх}} = \frac{1}{T_I P_S} \Delta P_{\text{вх}} ,$$

де T_I - постійна інтегрування, $T_I = CR$.

3 Д - регулятор (4) - диференціювання (якщо на вході – ємнісний опір, а у зворотному зв'язку активний опір). Передатна функція

$$\Delta P_{\text{вих}} = \frac{R C P_S}{1} \Delta P_{\text{вх}} = T_D P_S \Delta P_{\text{вх}} ,$$

де T_D - постійна диференціювання, $T_D = RC$.

1.8 Аналогові пристрої гідро (пневмо) автоматики

Гідропневмоапаратура з довідкової літератури вибирається при дотриманні наступних умов:

$$P_{\Pi} \geq P_i ; Q_{\Pi} \geq Q_i ,$$

де P_{Π} і Q_{Π} - відповідно паспортні номінальні значення тиску і витрати конкретного типорозміру гідропневмоапарата;

P_i і Q_i - відповідно тиск і витрата при номінальних режимах роботи приводу в місці установки в гідросистемі апарата.

Звичайно гідроапарати вибирають після розрахунку вхідних і вихідних параметрів виконавчого механізму, тобто після визначення

значень P_B , Q_B і Q_V . Після повного розрахунку втрат тиску у гідросистемі приводу перевіряють на умови:

$$P_{\Pi} \geq P_i \text{ і } Q_{\Pi} \geq Q_i.$$

Для обраного типорозміру гідроапарата визначаються дійсні втрати тиску при проходженні конкретної витрати Q_i робочого середовища через апарат:

$$\Delta P_{\text{АП}}^i = \Delta P_{\Pi} \left(\frac{Q_i}{Q_{\Pi}} \right)^2,$$

де ΔP_{Π} - витрати тиску по паспорту типорозміру апарата.

У довіднику [13, с.292-315] і в книзі [16, с.79-84, 295-298] подана у повному обсязі гідропневмоапаратура для очищення мастила і повітря, а також апаратура і прилади для контролю тиску [13, с. 315-327].

Мультиплікатори - пристрої, призначені для перетворення параметрів потоку рідини (газу). Застосовуються мультиплікатори дискретної (рис. 1.43 а, б) і безупинної (рис. 1.43, в) дії.

Рівняння мультиплікатора дискретної дії (рис. 1.43, а):

$$- \text{навантажувальне} - P_1 D^2 = P_2 d^2; \quad P_1 \frac{\pi D^2}{4} = P_2 \frac{\pi d^2}{4};$$

$$- \text{витратне} - Q_2 D = Q_1 d^2; \quad v = \frac{4Q_1}{\pi D^2} = \frac{4Q_2}{\pi d^2}.$$

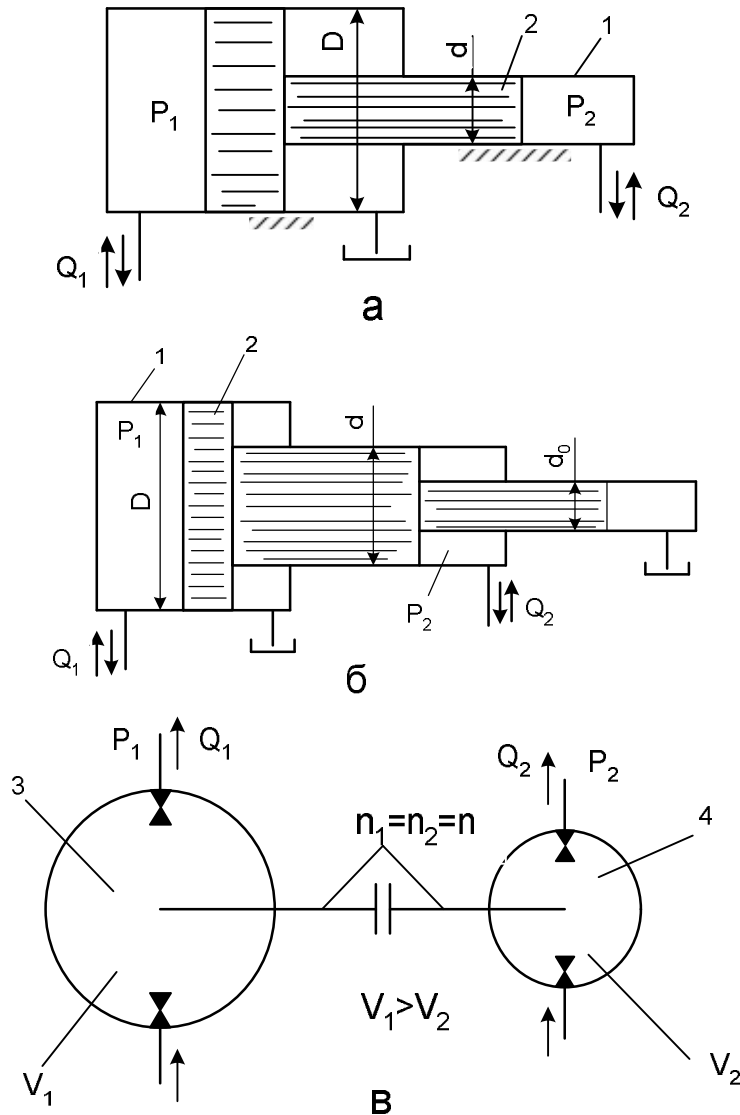
Коефіцієнт підсилювання за навантаженням:

$$K_H = \frac{P_2}{P_1} = \frac{D^2}{d^2}.$$

Коефіцієнт підсилювання за витратою робочого середовища:

$$K_p = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{d^2}{D^2}.$$

Розглянутий нижче мультиплікатор має невеликі значення коефіцієнта підсилювання за навантаженням.



*а – дискретної дії; б – дискретної дії диференціального типу;
в – безупинної дії*

Рисунок 1.43 – Мультиплікатори

При високих значеннях K_H поршень малого діаметра d може втратити стійкість. Тому при цих умовах використовуються мультиплікатор дискретної дії диференціального типу, для якого рівняння рівноваги:

$$P_1 D = P_2 (d^2 - d_0^2);$$

$$Q_2 D = Q_1 (d^2 - d_0^2).$$

Тоді коефіцієнти підсилювання за навантаженням і витрати розраховуються:

$$K_H = \frac{P_2}{P_1} = \frac{D^2}{d^2 - d_0^2}; \quad K_P = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{d^2 - d_0^2}{D^2}.$$

Рівняння мультиплікатора безупинної дії (рис. 1.43, в):

- навантажувальне - $P_1 V_1 = P_2 V_2$; $\frac{P_1 V_1}{2\pi} \eta_M = \frac{P_2 V_2}{2\pi} \eta_M$;
- витратне - $Q_1 V_2 = Q_2 V_1$; $n = \frac{Q_1 \eta_0}{V_1} = \frac{Q_2 \eta_0}{V_2}$.

Коефіцієнти підсилювання за:

- навантаженням:

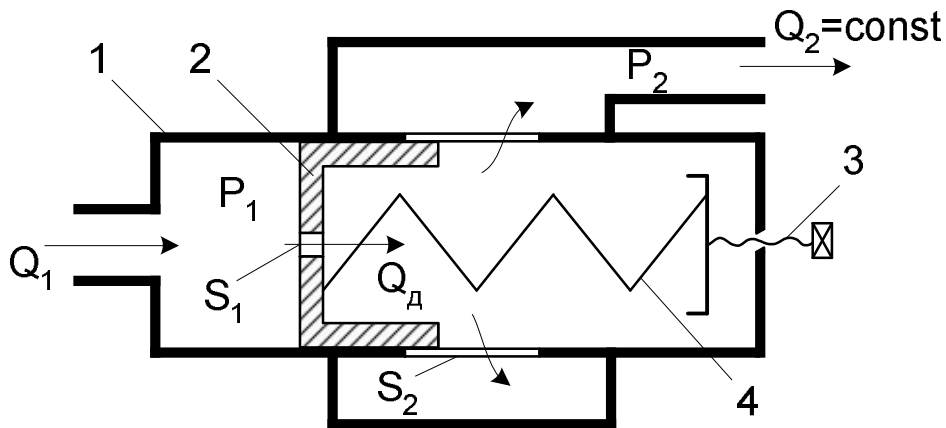
$$K_H = \frac{P_2}{P_1} = \frac{V_1}{V_2};$$

- витратою:

$$K_P = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{V_2}{V_1}.$$

Для стабілізації руху виконавчого механізму застосовуються обмежники витрати (рис. 1.44), що виконані на базі гідравлічного потенціометра.

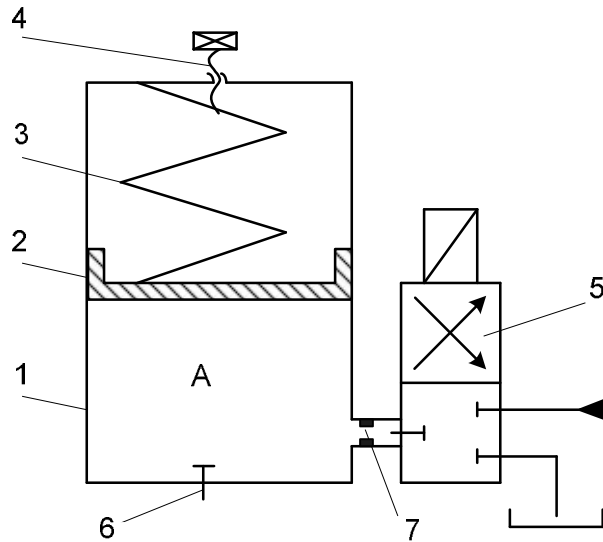
Принцип роботи реле витримки часу (рис. 1.45) заснований на фіксації часу витікання з обсягу A через постійний дросель 7 рідини (газу) у злив.



1 – корпус; 2 – поршень з постійним дроселем;

3 – регулювальний гвинт; 4 – пружина

Рисунок 1.44 – Обмежник витрати



1 – корпус; 2 – поршень; 3 – пружина;
 4 – регулювальний гвинт-упор;
 5 – реверсивний золотник; 6 – електричний контакт;
 7 – дросельний отвір

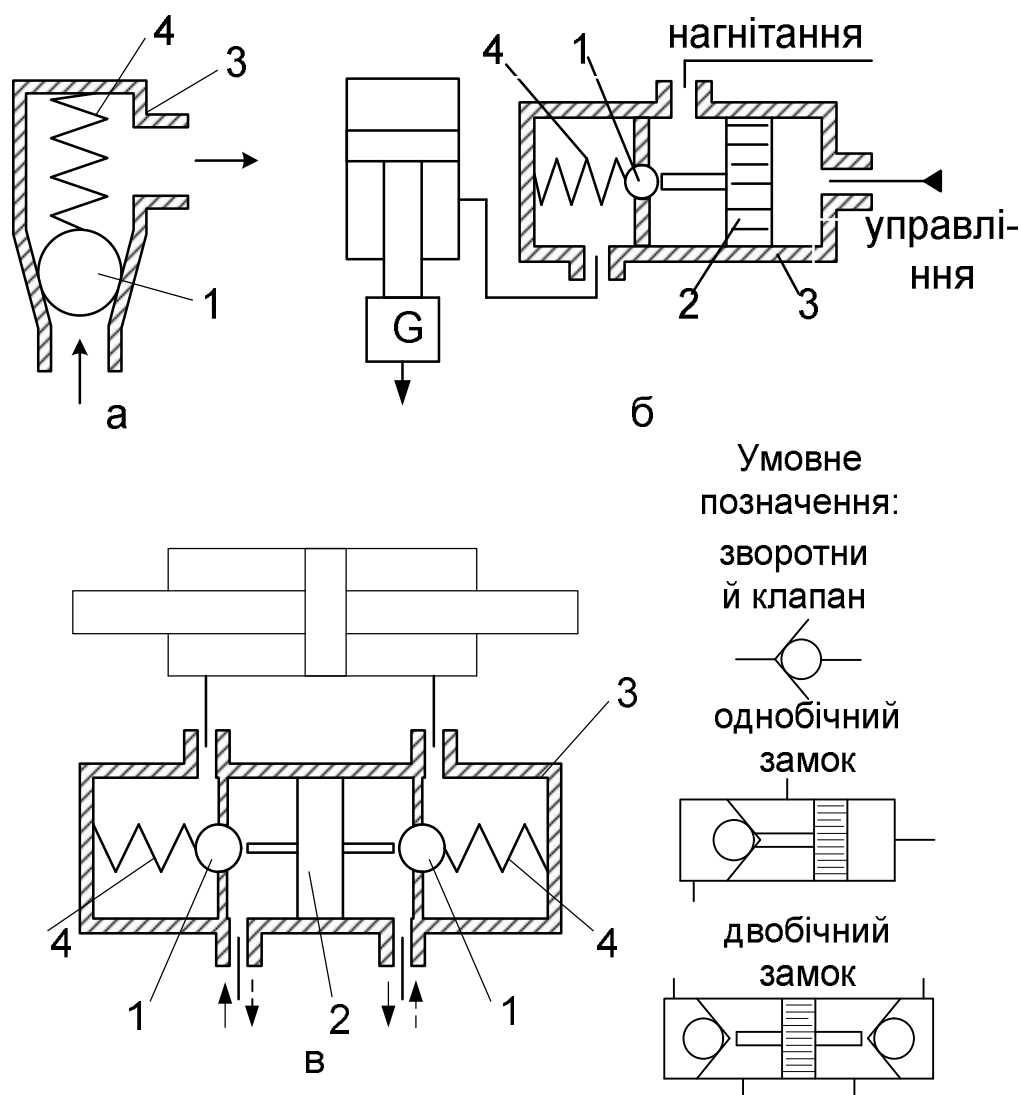
Рисунок 1.45 – Реле витримки часу

У конструкціях автоматизованих гідро- та пневмоприводів використовується й апаратура загальнопромислового застосування [13, с.104-162; 16, с.42-79, 293-312]: клапани тиску, дроселі, регулятори витрати, кранові та клапанні розподільники, фільтри зворотні клапани і замки. У книзі [16, с.88-97] наведені гідросхеми включення різних апаратів для реалізації конкретних вимог технологічного процесу роботи приводу.

Ущільнення й елементи з'єднання труб викладені в довіднику [13, с.328-365].

Фільтри забезпечують у процесі експлуатації гідроприводу необхідну чистоту мастила. Вони встановлюються в усмоктувальній, напірній і зливальній лініях системи приводу. Фільтри мають пристрої візуальної або електричної ідентифікації забруднення мастила, а також перепускні клапани. Рекомендована пропускна здатність фільтрів (напорних і зливних) не менше ніж 1/3 об'єму гідробака у хвилину. Крім цього важливими параметрами при виборі фільтрів є тонкість фільтрації, а також клас чистоти мастила. Приймальний фільтр монтується на нижньому кінці усмоктувального трубопровода і захищають насос від попадання до нього механічних частин. Вони зменшують усмоктувальну здатність насоса і тому перепад тиску на приймальному фільтрі не повинен бути більше 0,018-0,02МПа. Напорні фільтри забезпечують повну проточну фільтрацію мастила і захищають гідроапарати від забруднення. Зливальні фільтри забезпечують тонку фільтрацію мастила і встановлюються у трубопроводі перед баком.

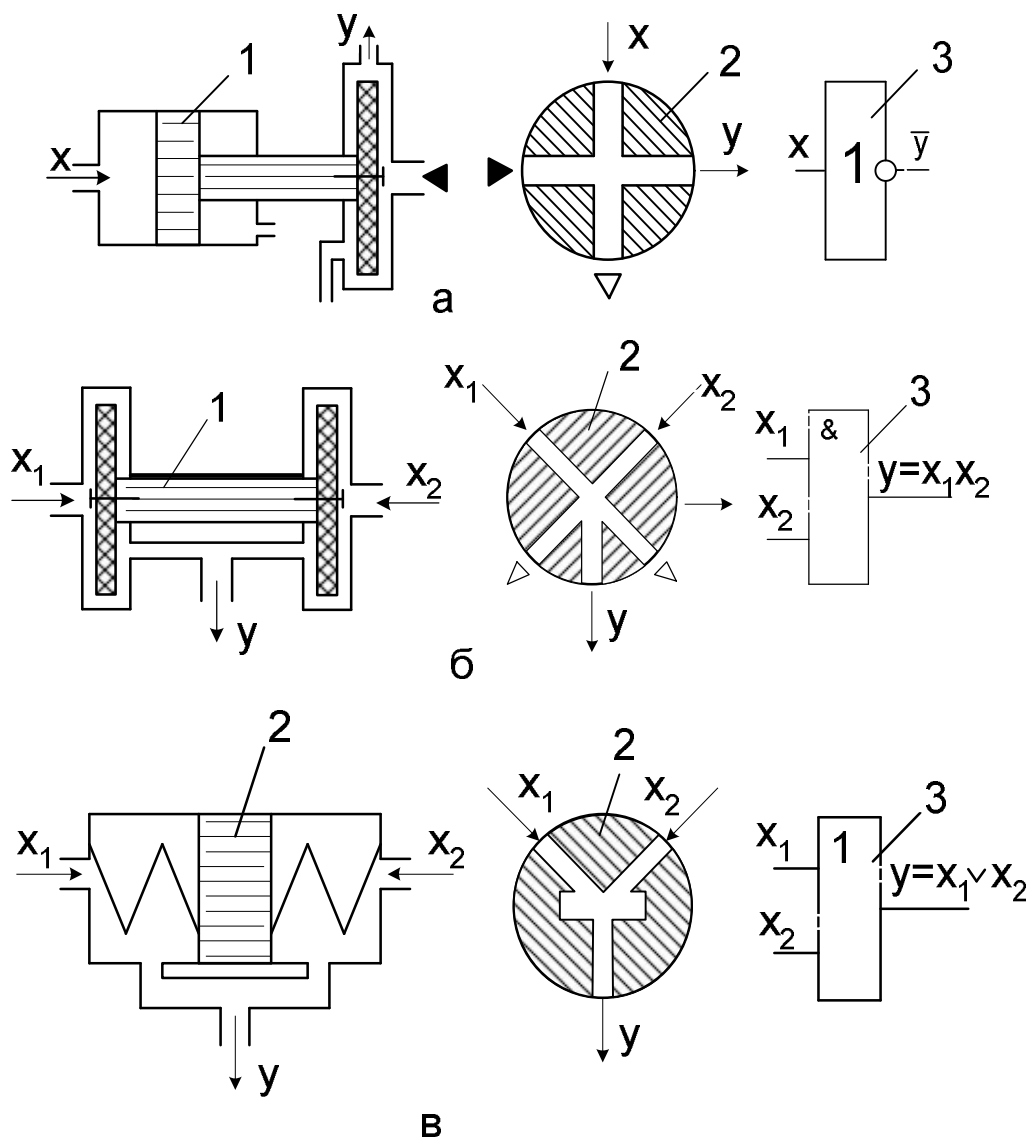
Зворотний клапан (рис. 1.46, а) забезпечує прохід робочого середовища тільки у одному напрямку, тобто виконує функції діода. Зворотні клапани разом з поршнем і штоком входять складовими частинами у гідравлічні замки однобічної (рис. 1.46, б) і двобічної (рис. 1.46, в) дії. Гідравлічні замки призначені для вільного проходу робочого середовища до виконавчого механізму приводу, якщо є тиск у нагнітальній лінії, а також для заборони виходу із виконавчого механізму приводу робочого середовища при відсутності тиску у нагнітальній лінії гідроприводу (або у системі управління однобічним замком).



*а – зворотний клапан; б – гідравлічний замок однобічної дії;
в – гідравлічний замок двобічної дії
1 – клапан; 2 – поршень зі штоками; 3 – корпус; 4 – пружина
Рисунок 1.46 – Зворотний клапан і гідравлічні замки*

1.9 Цифрові пристрої гідро(пнемо)автоматики

Вітчизняна промисловість виготовляє мембранну (елементи УСЕППА) і струминну (елемент ВОЛГА) пневматичну логіки. На рисунку 1.47 розглядаються звичайні пневматичні логічні елементи НІ, І, АБО.

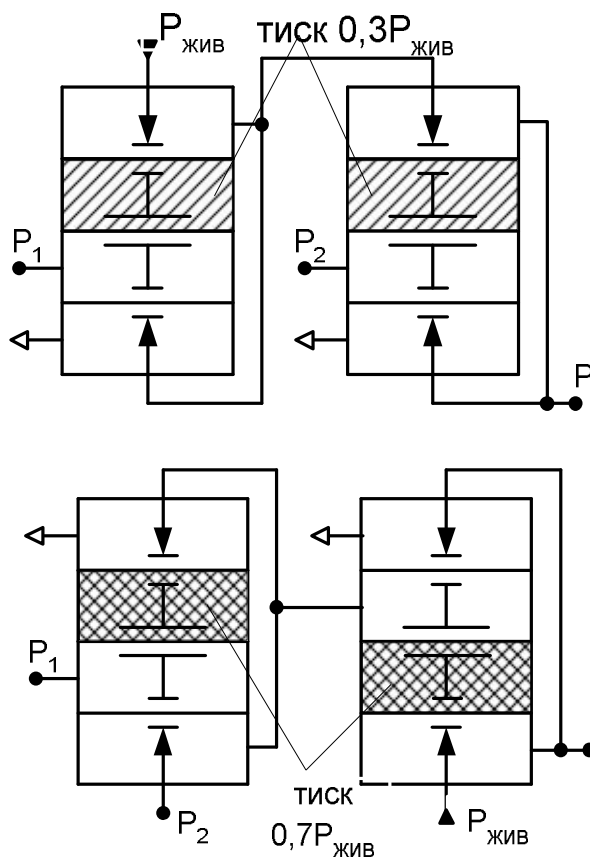


а – логічні елементи НІ (інверсія);
 б – логічні елементи І (кон'юнкція – логічне множення);
 в – логічні елементи АБО (диз'юнкція – логічне складання)
 1 – елементи УСЕППА; 2 – елементи ВОЛГА;
 3 – умовне позначення на принципових схемах
 Рисунок 1.47 – Логічні пневматичні елементи

Набір елементів УСЕППА (універсальна система елементів промислової пневматичної автоматики) дозволяє створити систему управління будь-якими виробничими процесами. На базі елементів УСЕППА промисловість виготовляє стандартні системи управління СТАРТ і ЦЕНТР. Струминні логічні елементи побудовані на базі ефекту Коанда

(взаємодія струменя зі стінкою). Вони функціонують у кілогерцовому діапазоні частот і виконують сотні операцій за секунду. Струминні елементи ВОЛГА входять основною складовою частиною до стандартної системи управління ЦИКЛ.

Інтегральні логічні елементи УСЕППА і ВОЛГА застосовуються при синтезі усіх операційних елементів системи управління (наприклад: тригерів, регістрів, перетворювачів, шифраторів, дешифраторів і інших). На рисунку 1.48 розглядаються деякі інтегральні елементи УСЕППА.



P_1	P_2	P
0	0	1
0	1	0
1	0	0
1	1	0

P_1	P_2	P
0	0	1
0	1	1
1	0	1
1	1	0

$P = P_1 P_2 = f_8$ (функція Пірса - мінтерм) $P = \bar{P}_1 \vee \bar{P}_2 = f_{14}$ (функція Шеффера - макстерм)

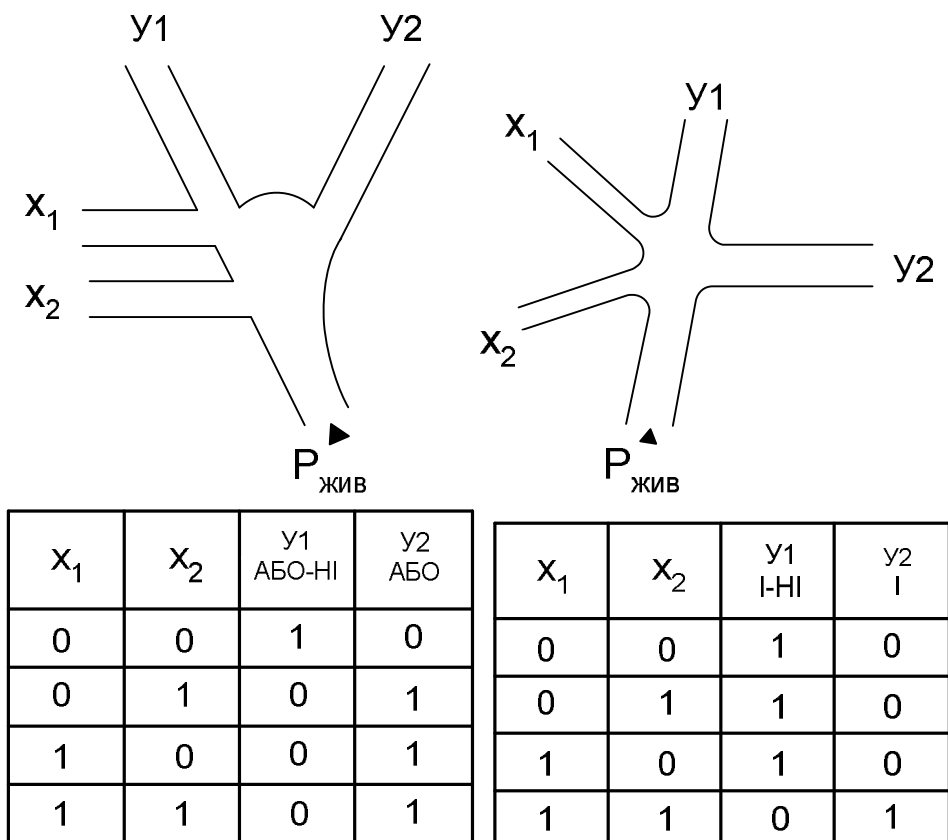
а

б

а – елементи АБО-НІ; б – елементи І-НІ

Рисунок 1.48 – Інтегральні логічні елементи УСЕППА

Струминні інтегральні логічні елементи мають більшу ступінь інтеграції (рис. 1.49). Струминний логічний елемент АБО-НІ АБО реалізує, по-перше, функцію Пірса $Y1$, а, по-друге, диз'юнкцію $Y2$. При відсутності управляючих сигналів X струмінь, що виходить із сопла живлення P , за рахунок конструктивних особливостей елемента притискується до стінки і направляється до виходу $Y1$. При подачі вхідних сигналів (тиску) X_1 і X_2 (одного чи двох разом) живильний струмінь перекидається до протилежної стінки і направляється до виходу $Y2$.



$$Y1 = \bar{X}_1 \bar{X}_2 = f_8$$

$$Y2 = X_1 \vee X_2 = f_7$$

а

$$Y1 = \bar{X}_1 \vee \bar{X}_2 = f_{14}$$

$$Y2 = X_1 X_2 = f_1$$

б

а – елементи АБО-НІ АБО; б – елементи І-НІ І

Рисунок 1.49 – Струминні інтегральні елементи ВОЛГА

Інтегральний пневматичний струминний елемент І-НІ І реалізує, по-перше, функцію Шиффера $Y1$, а, по-друге, кон'юнкцію $Y2$. Конструкція і принцип дії аналогічні елементу АБО-НІ АБО.

У літературі [15, с.272-332; 16, с.344-411] наводиться необхідна інформація про пневматичні пристрої систем управління, синтез пневматичних систем управління, операційні обчислювальні пристрої,

застосування пневматичних систем управління у різноманітному обладнанні.

1.10 Проектування трубопроводів

До обсягу проектних робіт з розробки слідкувального приводу входять гідравлічний розрахунок трубопроводів і розрахунок трубопроводів на міцність.

Гідравлічний розрахунок трубопроводів полягає у виборі оптимального внутрішнього діаметра труби й у визначенні втрат тиску за довжиною трубопроводу і у місцевих опорах.

Розрахункове значення внутрішнього діаметра труби:

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q}{\pi[V]}} ,$$

де Q – розрахункова об'ємна витрата рідини на вході у трубопровід;
 $[V]$ – швидкість руху рідини, що допускається.

Швидкість руху рідини $[V]$, що допускається, вибирається за обґрунтованими нормами у залежності від розрахункового тиску, довжини трубопроводу і його призначення.

Із довідника вибирається внутрішній діаметр труби так, щоб дійсний внутрішній діаметр труби d_n дорівнювався розрахунковому значенню d_p чи більше його, тобто

$$d_n \geq d_p .$$

Після вибору внутрішнього діаметра труби визначається дійсна швидкість руху рідини у трубопроводі

$$V = \frac{4Q}{\pi d_n^2} .$$

У слідкувальних гідроприводах використовуються ламінарний ($Re \leq 2200$) або турбулентний у «гідравлічній гладкій трубі» ($2300 \leq Re \leq 10^4$) режими руху рідини.

Втрата тиску при русі рідини трубопроводом розраховується за залежністю Вейсбаха-Дарсі:

$$\Delta p_l = \lambda \rho \frac{l}{d_n} \frac{V^2}{2} ,$$

де ρ – густина рідини;

l – довжина ділянки трубопроводу;

d_{Π} – внутрішній діаметр обраної труби;

V – дійсна швидкість руху рідини ділянкою трубопроводу;

λ – коефіцієнт опору.

Коефіцієнт опору розраховується:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \text{ – для ламінарного режиму, коли } Re \leq 2200 ;$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \text{ – для турбулентного режиму, коли } 2300 \leq Re \leq 10^4 ,$$

де Re – число Рейнольдса.

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{Vd_{\Pi}}{\nu} ,$$

де ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини.

Ділянки трубопроводу, при проходженні рідиною яких вектор швидкості змінюється чи за величиною, чи за напрямком, називаються місцевими гідравлічними опорами (наприклад, раптове чи плавне розширення або звуження, зміна напрямку вектора швидкості рідини і т.д.).

Втрата тиску при проходженні рідини через місцевий гідравлічний опір розраховується за залежністю Борда-Карно:

$$\Delta p_M = \varepsilon \rho \frac{V^2}{2} ,$$

де V – швидкість руху рідини після проходження місцевого гідравлічного опору;

ε – коефіцієнт місцевого гідравлічного опору (вибирається із довідника у залежності від різновиду місцевого опору та його геометричних розмірів).

Розрахунок трубопроводу на міцність полягає у визначенні товщини стінки труби з умов міцності. Труба розглядається як тонкостінна оболонка, піддана рівномірно розподіленому тиску на вході у трубу. З достатньої для інженерної практики точністю мінімальна припустима товщина стінки визначається:

$$\delta_p = \frac{Pd_{\Pi}}{2[\sigma]} ,$$

де P – розрахунковий тиск на вході у трубу (наприклад, для нагнітального трубопроводу береться тиск на виході із насоса, тобто $P = P_A$);

d_{Π} – внутрішній паспортний діаметр труби;

$[\sigma]$ – напруга, що допускається для матеріалу труби.

Із довідника товщина стінки труби вибирається так, щоб дійсна товщина стінки труби δ_{Π} трохи перевищувала розрахункове значення δ_p , тобто

$$\delta_{\Pi} \geq \delta_p.$$

1.11 Контрольні питання

1 Які конструкції, принцип роботи, область застосування виконавчих механізмів зворотно-поступальної дії? Як вибрати з довідника та розрахувати вхідні й вихідні параметри?

2 Як розрахувати динамічну твердість гідропневмоциліндрів і визначити коефіцієнт динамічної твердості?

3 Як скласти диференціальні рівняння, що описують перехідний процес роботи виконавчих механізмів зворотно-поступальної дії і записати передатну функцію?

4 Які конструкції, принцип роботи, область застосування виконавчих механізмів поворотної дії? Як вибрати з довідника та розрахувати вхідні й вихідні параметри?

5 Конструкції, принцип роботи, область застосування виконавчих механізмів обертальної дії. Як вибрати з довідника та розрахувати вхідні й вихідні параметри?

6 Як скласти диференціальні рівняння, що описують перехідний процес роботи гідродвигуна та передатну функцію?

7 Які параметри визначають функціонування насоса об'ємного типу і як вибрати насос з довідника?

8 З яких етапів складається цикл роботи насоса об'ємного типу та як він реалізується в конструкціях пластинчастого, радіально-поршневого, аксіально-поршневого і клапанного насосів?

9 Як обчислити вхідні та вихідні параметри насоса?

10 Що собою являє коефіцієнт підсилення насосів за витратою та як скласти передатну функцію насоса?

11 Які різновиди насосних установок застосовуються у гідроприводах?

12 Як розрахувати висоту усмоктування насосів об'ємного типу?

13 Насосно-акумуляторні станції та їх техніко-економічна доцільність застосування? Як розрахувати корисний об'єм акумулятора і вибрати акумулятор із довідника?

14 Які параметри насоса потрібні для розрахунку потужності приводного електродвигуна й із яких умов вибирається електродвигун із довідника?

15 Які електромеханічні перетворювачі застосовуються в пристроях гідроавтоматики? Поясніть їхню конструкцію і принцип дії?

16 Як скласти диференціальне рівняння, що описує процес функціонування електромеханічного перетворювача, і одержати його передатну функцію?

17 З яких елементів складається гідравлічний потенціометр «сопло-заслінка»? Як розрахувати навантажувальну характеристику потенціометра?

18 Яка конструкція голчатого потенціометра? Що собою являє навантажувальна характеристика потенціометра?

19 Які функціональні можливості струминного підсилювача без зворотного зв'язку? Пояснити на прикладі із застосуванням навантажувальної характеристики потенціометра?

20 Які різновиди золотників і дроселів виконують регулюючі функції? Як скласти рівняння, що описують їхнє функціонування?

21 Які різновиди датчиків і коригувальних пристроїв застосовуються в слідкувальних гідропневмосистемах?

22 Як визначити на підставі принципу роботи різних конструкцій датчиків положення значення вихідних сигналів?

23 Як визначити на підставі конструкції датчиків швидкості значення вихідних сигналів?

24 Які призначення, конструкція, принцип дії і передатні функції коригувальних пристроїв?

25 У чому складаються спільність і розходження конструкцій гідропневоапаратури з пропорційним електричним управлінням і апаратури загальнопромислового застосування?

26 З яких елементів складаються запобіжні, редуційні клапани і дроселі, які управляються від пропорційних електромагнітів, і як функціонує гідроапаратура?

27 За рахунок функціонування яких елементів здійснюється переміщення і реверс золотника розподільника з пропорційним електричним управлінням?

28 За якими параметрами вибирається гідроапаратура з пропорційним електричним управлінням і як визначаються дійсні втрати тиску при проходженні робочого середовища через апарат?

29 Як сконструювати лінеаризовану динамічну модель гідроапарата з пропорційним електричним управлінням?

30 Які різновиди, призначення й область застосування гідропневмопідсилювачей потужності? З яких вузлів складається підсилювач потужності?

31 Як скласти диференціальні рівняння функціонування гідравлічного моста без зворотного зв'язку та записати передатну функцію?

32 Як скласти диференціальні рівняння функціонування гідравлічного моста зі зворотним гідравлічним зв'язком за положенням і записати передатну функцію?

33 Як вибрати потрібний типорозмір підсилювача потужності й обґрунтувати доцільність його застосування?

34 Які типи підсилювачів знаходять широке застосування в гідропневмосистемах автоматичного регулювання? Їхні конструктивні схеми.

35 Як скласти рівняння втрат напруги в електричному RLC ланцюзі та втрат тиску в гідравлічному ланцюзі? Доведіть ідентичність зазначених залежностей?

36 Яке призначення і принцип роботи гідравлічних вирішального й операційного підсилювачів?

37 Якими елементами реалізуються опори в гідравлічному операційному підсилювачі?

38 Як виводяться передатні функції вирішального підсилювача, П-регулятора, І-регулятора та Д-регулятора?

39 Які функціональні можливості гідравлічного ПД-регулятора?

40 Які аналогові та цифрові пристрої гідропневмоавтоматики застосовуються у автоматизованому виробництві? Їх конструкція, принцип дії, призначення.

41 У чому полягає гідравлічний розрахунок трубопроводів? Методика розрахунків геометричних і енергетичних параметрів трубопроводів.

42 Як розрахувати стінку трубопроводу на міцність?

1.12 Контрольні завдання

Завдання до контрольної роботи КР1 «Розрахунок параметрів гідравлічних пристроїв» (табл. 1.1) складається із 30 варіантів. Варіант вибирається відповідно до порядкового номера списку студентів у журналі академічної групи.

Таблиця 1.1 – Варіанти контрольних завдань

Номер у списку групи	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номер рисунка	1.50	1.51	1.52	1.53	1.54	1.55	1.56	1.57	1.58	1.59
Номер варіанта	1.1	2.1	3.1	4.1	5.1	6.1	7.1	8.1	9.1	10.1

Продовження таблиці 1.1

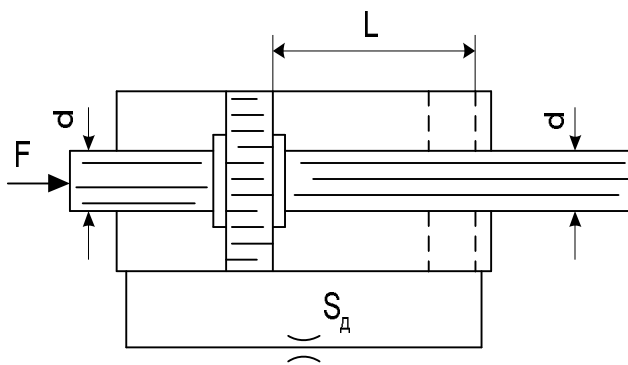
Номер у списку групи	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Номер рисунка	1.50	1.51	1.52	1.53	1.54	1.55	1.56	1.57	1.58	1.59
Номер варіанта	1.2	2.2	3.2	4.2	5.2	6.2	7.2	8.2	9.2	10.2

Продовження таблиці 1.1

Номер у списку групи	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Номер рисунка	1.50	1.51	1.52	1.53	1.54	1.55	1.56	1.57	1.58	1.59
Номер варіанта	1.3	2.3	3.3	4.3	5.3	6.3	7.3	8.3	9.3	10.3

Нижче розглядаються змісти варіантів завдань, а саме:

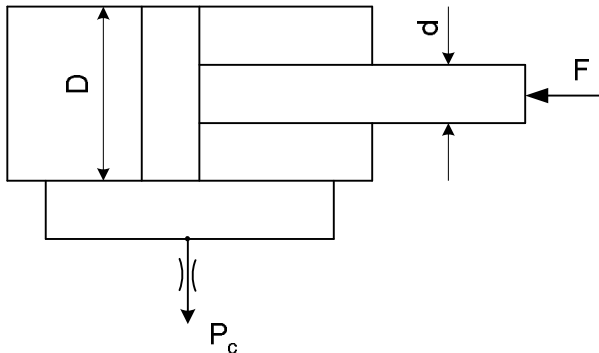
- 1 Розрахувати час, за який поршень пересунеться на відстань L під дією зусилля F , коли діаметр поршня D ; діаметр штока d ; площа прохідного отвору дроселя S_D ; коефіцієнт витрати рідини $\mu = 0,7$; густина рідини $\rho = 900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ (рис. 1.50).



Номер варіанта	1.1	1.2	1.3
Параметри			
L, мм	350	450	550
F, кН	15	20	30
D, мм	140	150	160
d, мм	60	70	80
S_D , мм ²	20	25	30

Рисунок 1.50 – Схема і варіанти завдань 1.1...1.3

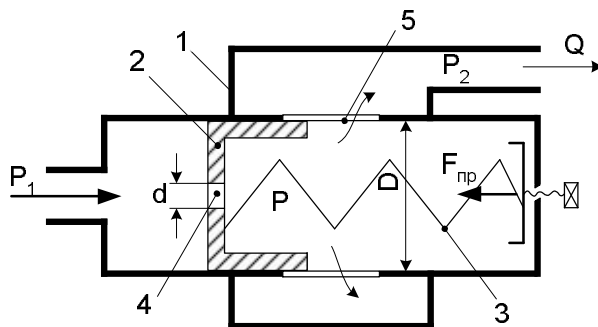
- 2 Розрахувати швидкість руху поршня під дією зусилля F , коли діаметр поршня D ; діаметр штока d ; прохідна площа дроселя S_D ; коефіцієнт витрати рідини $\mu = 0,75$; тиск зливу $P_c = 0$; густина рідини $\rho = 900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ (рис. 1.51).



Номер варіанта	2.1	2.2	2.3
Параметри			
F, кН	10	20	30
D, мм	80	90	100
d, мм	30	40	50
S_D , мм ²	2	2,5	3

Рисунок 1.51 – Схема і варіанти завдань 2.1...2.3

- 3 Обмежник витрати рідини (рис. 1.52), призначений для підтримки постійної витрати, складається із корпусу 1, поршня 2 і пружини 3. У поршні мається постійний (нерегульований) дросель 4. Прохідна щілина регульованого дроселя 5 потенціометра знаходиться між вікнами у корпусі і положенням поршня. Визначити при якому значенні зусилля пружини $F_{пр}$ обмежник витрати буде забезпечувати витрату рідини Q , якщо діаметр поршня D ; діаметр отвору постійного дроселя d ; коефіцієнт витрати $\mu = 0,8$; густина рідини $\rho = 900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$. Вважати, що при переміщенні поршня зусилля пружини залишається постійним.



Номер варіанта	3.1	3.2	3.3
Параметри			
Q, л/хв	5	6	7
D, мм	20	25	30
d, мм	3	3,3	3,6

Рисунок 1.52 – Схема і варіанти завдань 3.1...3.3

- 4 Поршень зі штоком рухається праворуч (рис. 1.53) за умовами того, що він долає зусилля статичного опору F . Визначити час повного ходу поршня t , якщо тиск на вході у дросель P_H ; тиск злива P_c ; діаметр прохідного отвору дроселя d_D ; діаметр поршня D ; діаметр штока d ; хід штока L ; коефіцієнт витрати рідини $\mu = 0,62$; густина рідини $\rho = 900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

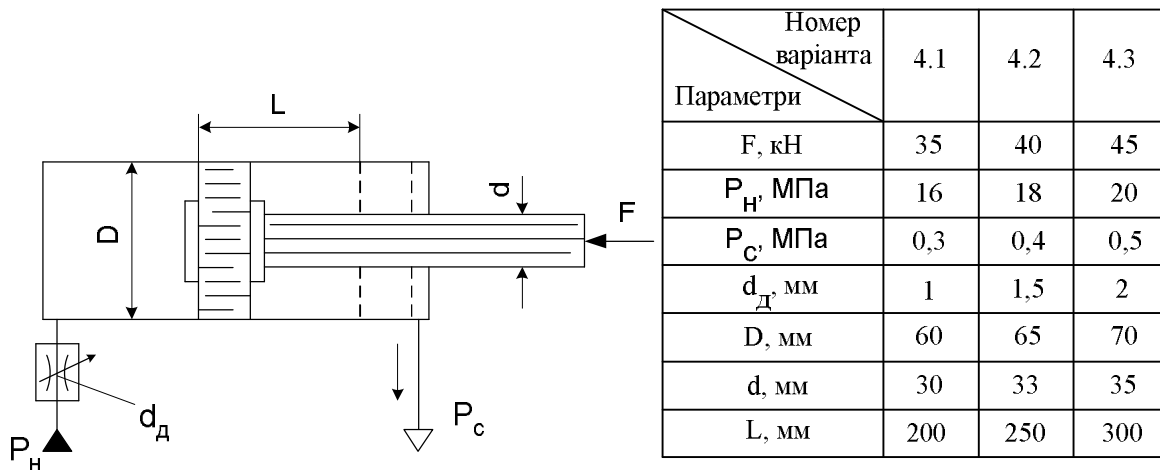


Рисунок 1.53 – Схема і варіанти завдань 4.1...4.3

- 5 Насос нагнітає у радіально-поршневий гідродвигун постійну продуктивність Q_H (рис. 1.54). Гідродвигун може регулювати робочий об'єм за допомогою ексцентриситету C . Розрахувати максимальну частоту обертання ротора гідродвигуна n , на валу якого прикладений крутний момент опору M при тисках на вході у гідродвигун P_1 , а на виході P_2 , якщо об'ємний ККД гідродвигуна $\eta_0 = 0,9$, а механічний ККД – $\eta_m = 0,92$.

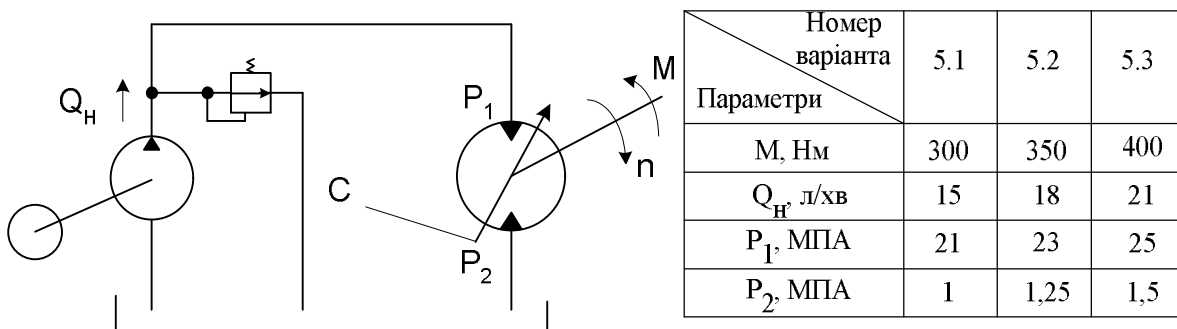


Рисунок 1.54 – Схема і варіанти завдань 5.1...5.3

- 6 Поворотний гідродвигун має дві камери (рис. 1.55) і забезпечує на валу крутний момент M при кутовій швидкості $\dot{\phi}$. Гідродвигун має розміри: діаметр статора D ; діаметр вала d ; ширина лопастей b ; об'ємний ККД $\eta_0 = 0,75$; механічний ККД $\eta_m = 0,9$. Розрахувати корисний перепад тиску P і необхідну продуктивність насоса Q_H .

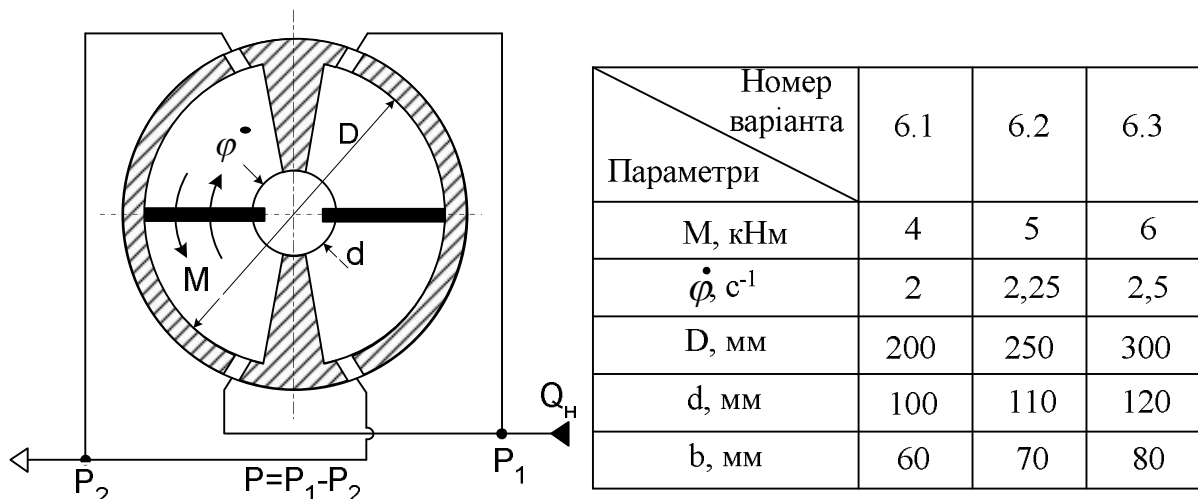


Рисунок 1.55 – Схема і варіанти завдань 6.1...6.3

- 7 На виході із гідроциліндра встановлений дросель (рис. 1.56). Розрахувати діаметр прохідної площі дроселя, якщо задані: діаметр поршня D ; діаметр штока d ; зусилля F , під дією якого шток рухається зі швидкістю V ; тиск на зливі P_c ; тиск у камері A дорівнює 0; коефіцієнт витрати рідини $\mu = 0.65$; густина рідини $\rho = 850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

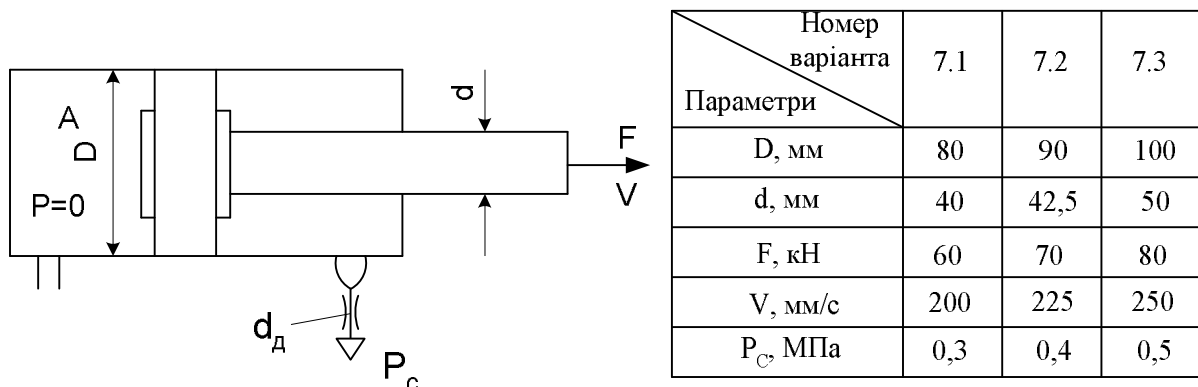
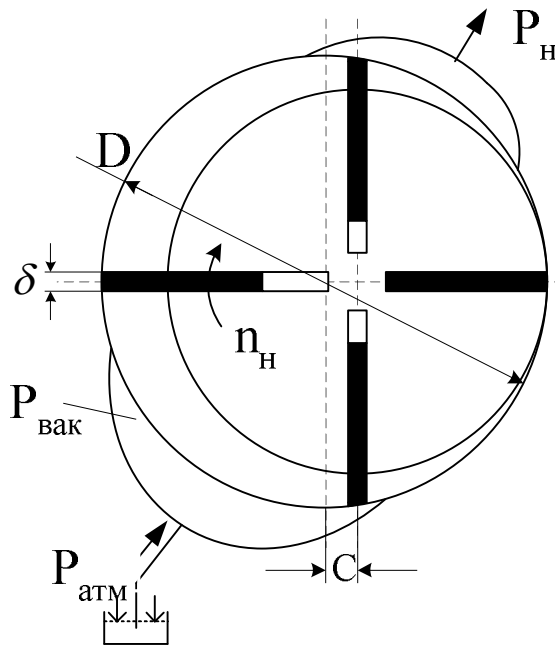


Рисунок 1.56 – Схема і варіанти завдань 7.1...7.3

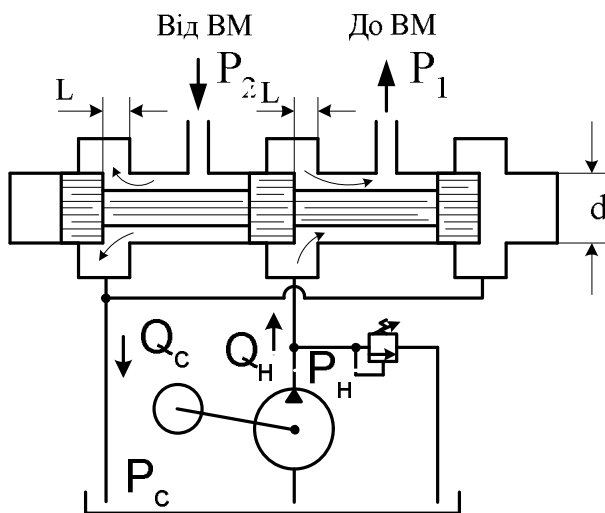
- 8 Пластинчатий насос має наступні геометричні розміри: діаметр статора D ; ексцентриситет C ; товщина пластин δ ; ширина пластин b (рис. 1.57). Розрахувати потужність на валу насоса N_H при частоті обертання $n = 1450 \frac{\text{об.}}{\text{хв.}}$ і тиску рідини на виході P_H . Механічний ККД $\eta_m = 0,9$.



Номер варіанта	8.1	8.2	8.3
Параметри			
D, мм	100	125	150
C, мм	10	13	16
δ, мм	3	4	5
b, мм	40	50	60
P _H , МПа	5	6	7

Рисунок 1.57 – Схема і варіанти завдань 8.1...8.3

- 9 Визначити перепад тиску $P = P_1 - P_2$ на виконавчому механізмі гідроприводу, який розташований у гідросистемі за дрослюючим розподільником, якщо золотник буде пересунутим ліворуч на відстань L (рис. 1.58). При цьому витрата рідини у нагнітальній та зливальній лініях однакові й дорівнюють $Q_n = Q_c$; тиск на виході із насоса P_H , а на зливі P_C ; коефіцієнт витрати дрослюючих щілин розподільника $\mu = 0,75$; діаметр золотника d ; густина рідини $\rho = 900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.



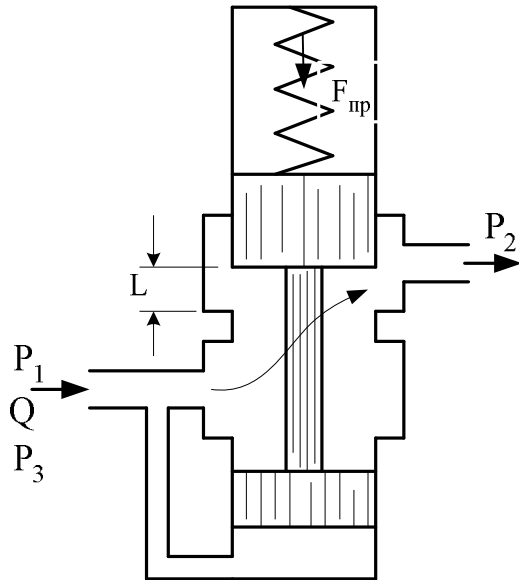
Номер варіанта	9.1	9.2	9.3
Параметри			
L, мм	2	3	4
$Q_c = Q_H$, л/с	1	2	3
P_C , МПа	5	8	11
P_H , МПа	0,2	0,3	0,4
d, мм	12	14	16

Рисунок 1.58 – Схема і варіанти завдань 9.1...9.3

- 10 Прорідна площа переливного клапана (рис. 1.59) виконана у вигляді кільцевої щілини з діаметром золотника d . Коефіцієнт витрати

золотника $\mu = 0,62$; густина рідини $\rho = 850 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$; перепад тиску $\Delta p = P_1 - P_2$

при повністю відкритій прохідній щілині і витраті через неї Q повинен бути $0,3 \text{ МПа}$. Розрахувати ширину прохідної щілини L та жорсткість пружини $C_{пр}$ клапана, який починає перекривати прохідну щілину при зниженні тиску на вході до P_1 і повністю перекриває щілину при тиску на вході P_3 .



Номер варіанта	10.1	10.2	10.3
Параметри			
d, мм	12	14	16
Q, л/с	1,5	1,75	2
P_1 , МПа	10	12	14
P_3 , МПа	9	10	12

Рисунок 1.59 – Схема і варіанти завдань 10.1...10.3

2 ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ СЛІДКУВАЛЬНИХ ГІДРОПРИВОДІВ З ДРОСЕЛЬНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ШВИДКОСТІ РУХУ

Основні рекомендації з проектування функціональної схеми автоматизованого приводу для різноманітного технологічного устаткування. Функціональні схеми широко застосовуваних слідкувальних приводів з дросельним регулюванням швидкості руху. Зворотні зв'язки слідкувальних приводів. Область застосування гідроприводів з дросельним регулюванням.

Розрахунок утрат тиску в елементах приводу, а також визначення сумарних утрат тиску в нагнітальній і зливальній лініях приводу. Методики вибору із довідників виконавчого механізму, гідроапаратури, джерела живлення, привідного електродвигуна. Розрахунок вхідних і вихідних

параметрів на виконавчому механізмі й насосі. Розрахунок механічних і швидкісних характеристик приводу. Висновок рівняння статичної характеристики приводу, визначення коефіцієнтів підсилення приводу за витратою (швидкістю) і тиском (навантаженням), помилки спостереження швидкісної і тягової помилок, зони нечутливості. Визначення енергетичних показників.

Крокові електрогідравлічні й електропневматичні приводи поступальної й обертальної дії, їхньої конструкції, принцип дії, область застосування, технічні характеристики.

Гідравлічні й пневматичні копіювальні слідкувальні приводи, їхня класифікація, область застосування. Копіювальні однокоординатні та двокоординатні приводи з підсилювачами потужності різних типів, їхні гідравлічні схеми і принцип роботи.

Електрогідравлічні (електропневматичні) приводи з цифровим управлінням гідропневмоциліндрів, їхні різновиди, гідравлічні схеми управління гідроциліндрами, принцип їхньої роботи, розрахунок параметрів.

Синхронні гідравлічні (пневматичні) приводи, їхня конструктивна схема, принцип роботи, область застосування.

Електрогідравлічні (електропневматичні) слідкувальні приводи дискретної дії, їх різновид, область застосування. Достоїнства і недоліки дискретного способу регулювання. Гідро (пневмо) апаратура дискретної дії, їх конструкції, принципи дії. Гідро схема слідкувального приводу з широтно-імпульсним регулюванням швидкості руху, принципи дії, технічні характеристики, область застосування.

Зміст модуля викладений у літературі [1, с. 115-132; 4, с. 6-11; 6, с. 133-148; 8, с. 5-35; 9, с. 10-200; 10, с. 205-210, 320-368, 416-418; 12, с. 9-141; 13, с. 262-278, 408-460; 15, с. 132-271; 16, с. 216-343; 17, с. 111-167].

Автоматизовані (слідкувальні) гідроприводи з об'ємним і дросельним регулюванням швидкості руху (частоти обертання) виконавчих механізмів мають головний зворотний зв'язок - за положенням і додаткові зворотні зв'язки, що застосовуються в наступних випадках:

- за швидкістю, якщо у складі статичного зусилля (крутного моменту) опору є складова, яка залежить від швидкості руху (частоти обертання) виконавчого механізму приводу;
- за прискоренням, якщо на виконавчий механізм приводу діють значні знакоперемінні навантаження опору;
- за "динамічним тиском", що являє першу похідну за тиском, якщо на виконавчий механізм приводу діють значні інерційні навантаження.

У залежності від конкретних вимог, пропонованих до якості роботи приводу, автоматизовані (слідкувальні) гідроприводи можуть мати відповідні головну та додаткові зворотні зв'язки.

Зворотні зв'язки можуть бути електричні, гідромеханічні чи комбіновані, що складаються з електричних і гідромеханічних елементів.

Слідкувальним приводом називають такий гідропривід, у якому вихідна *величина* Y автоматично відтворює зміну вхідної *величини* X , причому гідропривід реагує на неузгодженість між вхідною і вихідною величинами.

Основним регулюючим елементом автоматизованого гідроприводу є електрогідропідсилювач потужності чи дроселюючий розподільник із пропорційним електричним управлінням. У гідроприводах з об'ємним регулюванням швидкості зазначені агрегати встановлюються у ланцюзі управління робочим об'ємом насоса (джерела живлення) чи гідродвигуна (у приводах з нерегульованим робочим об'ємом насоса і регульованим робочим об'ємом гідродвигуна), а у приводах із дросельним регулюванням швидкості руху - між джерелом живлення і виконавчим механізмом приводу.

Електрогідропідсилювачі потужності та дроселюючі розподільники з пропорційним електричним управлінням виконують функції регулюючих гідроапаратів, що змінюють витрати і напрямок потоку робочої рідини у декількох гідролініях одночасно в залежності від зовнішнього механічного чи електричного впливу.

Крім цього устаткування, гідроприводи комплектуються й іншою апаратурою з пропорційним електричним управлінням (наприклад, дроселем, запобіжним клапаном і т.п.).

У залежності від способу регулювання швидкості руху (частоти обертання) виконавчого механізму гідростатичні приводи бувають:

- з дросельним регулюванням;
- з об'ємним регулюванням.

Проектування автоматизованого гідроприводу здійснюється за умов його роботи в сталому режимі, коли на виконавчий механізм діють статичні зусилля (крутний момент) опору і привід виконує усі вимоги до реалізації заданого діапазону регулювання швидкості переміщення /частоти обертання/ виконавчого механізму. На підставі розрахунку приводу, що функціонує в сталому русі, виконується розрахунок статичної характеристики приводу. Далі здійснюється розрахунок динамічних характеристик лінеаризованої моделі приводу з подальшим аналізом впливу на характеристики конкретних нелінійностей. Якщо динамічні характеристики не задовольняють вимогам експлуатації, то здійснюється вибір більш могутніх елементів приводу (дроселя, дроселюючого

розподільника, підсилювача потужності, насоса) і перерахунок статичної характеристики приводу. Процес проектування продовжується доти, поки будуть задоволені усі вимоги до експлуатації приводу, встановлені на основі технологічного процесу.

2.1 Комплектування слідкувальних гідроприводів

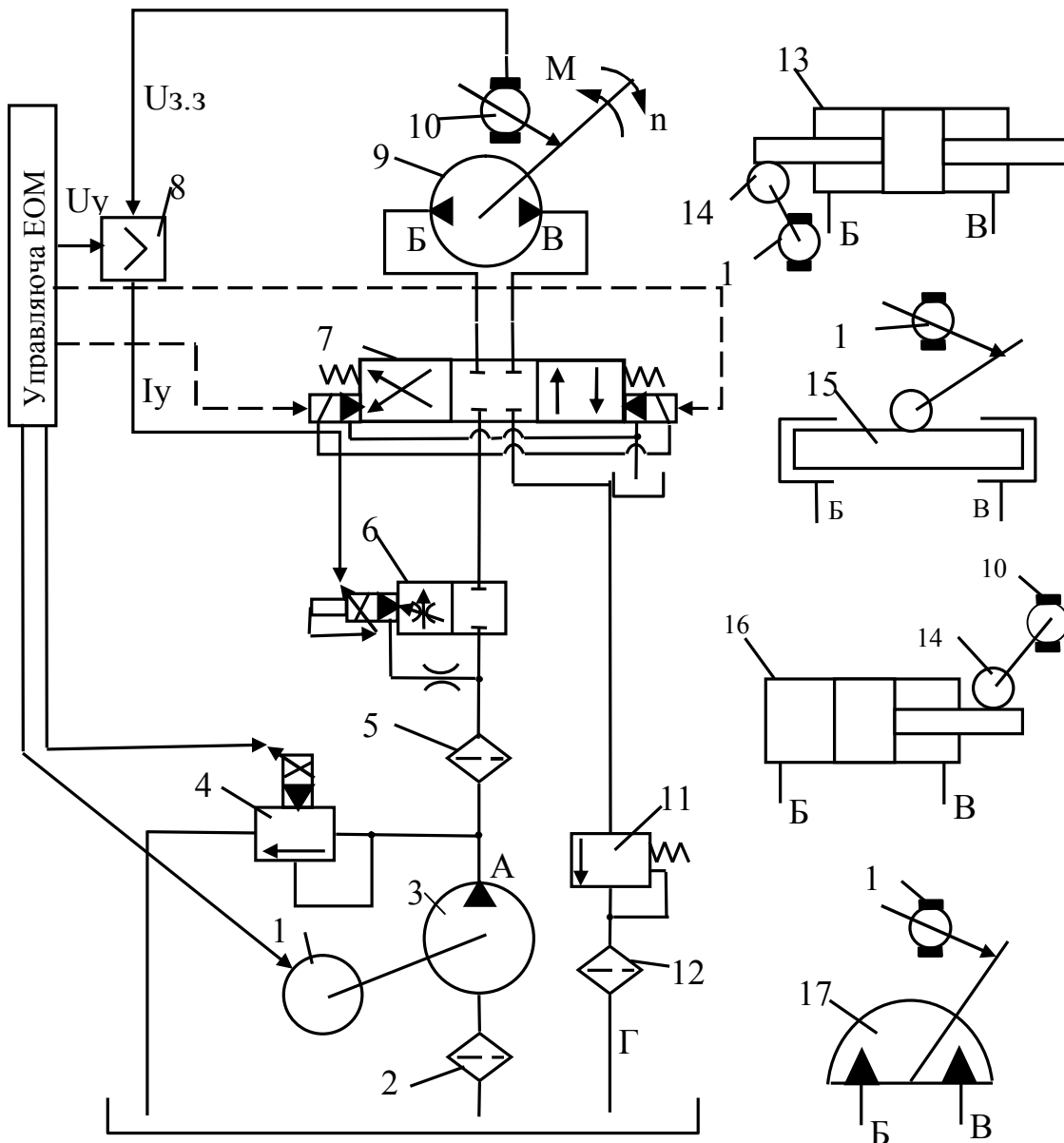
У гідроприводух *із дросельним регулюванням* основним регулятором є дросель, що регулює проходячу через нього витрату. Функції дроселя може виконувати чотирищілінний золотник (розподільник) з нульовим чи негативним перекриттям. Дросель може встановлюватися на вході у виконавчий механізм, на виході з нього, а може підключатися паралельно виконавчому механізму. Крім цього дроселі можуть встановлюватися одночасно на вході та виході виконавчого механізму приводу, причому при застосуванні чотирищілінного золотника від управляючого впливу дросельні щілини на вході та виході встановлюються однаковими. Дросель на вході (рис. 2.1) у виконавчий механізм встановлюється у гідроприводух, у яких на виконавчий механізм діє статична сила (крутний момент) опору, спрямована в одну сторону. Дросель на виході (рис. 2.2) з виконавчого механізму встановлюється у гідроприводух, на виконавчий механізм якого діє знакоперемінна статична сила (крутний момент) опору. Гідроприводи з паралельним підключенням дроселя застосовуються вкрай рідко внаслідок низького ККД. Найбільше застосування в автоматизованих гідроприводух одержали приводи з дроселями, встановленими на вході та виході з виконавчого механізму (рис. 2.3), що забезпечують стабільні механічні характеристики при будь-яких впливах статичних і інерційних навантажень на виконавчий механізм приводу. Електрогідравлічний підсилювач потужності або дроселюючий розподільник з пропорційним електричним управлінням реалізують регульовані дросельні однакові щілини як на вході, так і на виході виконавчого механізму приводу. Крім цього, оптимально зважується питання проектування приводу з застосуванням послідовно включеного в гідросхему підсилювача потужності чи дроселюючого розподільника.

На виході із насоса, а також на вході і виході із виконавчого механізму у гідросистемі встановлюється пристрої контролю тиска (манометри, реле тиску). Для фіксації виконавчого механізму у нерухомому стані між розподільником і виконавчим механізмом встановлюються двобічні гідравлічні замки.

Основним недоліком дросельного регулювання є зменшення ККД при забезпеченні швидкості руху виконавчого механізму приводу менше номінального. Тому застосувати у приводах об'ємних насосів з нерегульованим робочим об'ємом для потужностей більш ніж 5 кВт недоцільно. У цьому випадку треба використовувати для гідроприводів з дросельним регулюванням при будь-яких потужностях насосні установки з регульованим робочим об'ємом насоса і слідкувальною системою регулювання, які розглянуті у підрозділі 1.2.

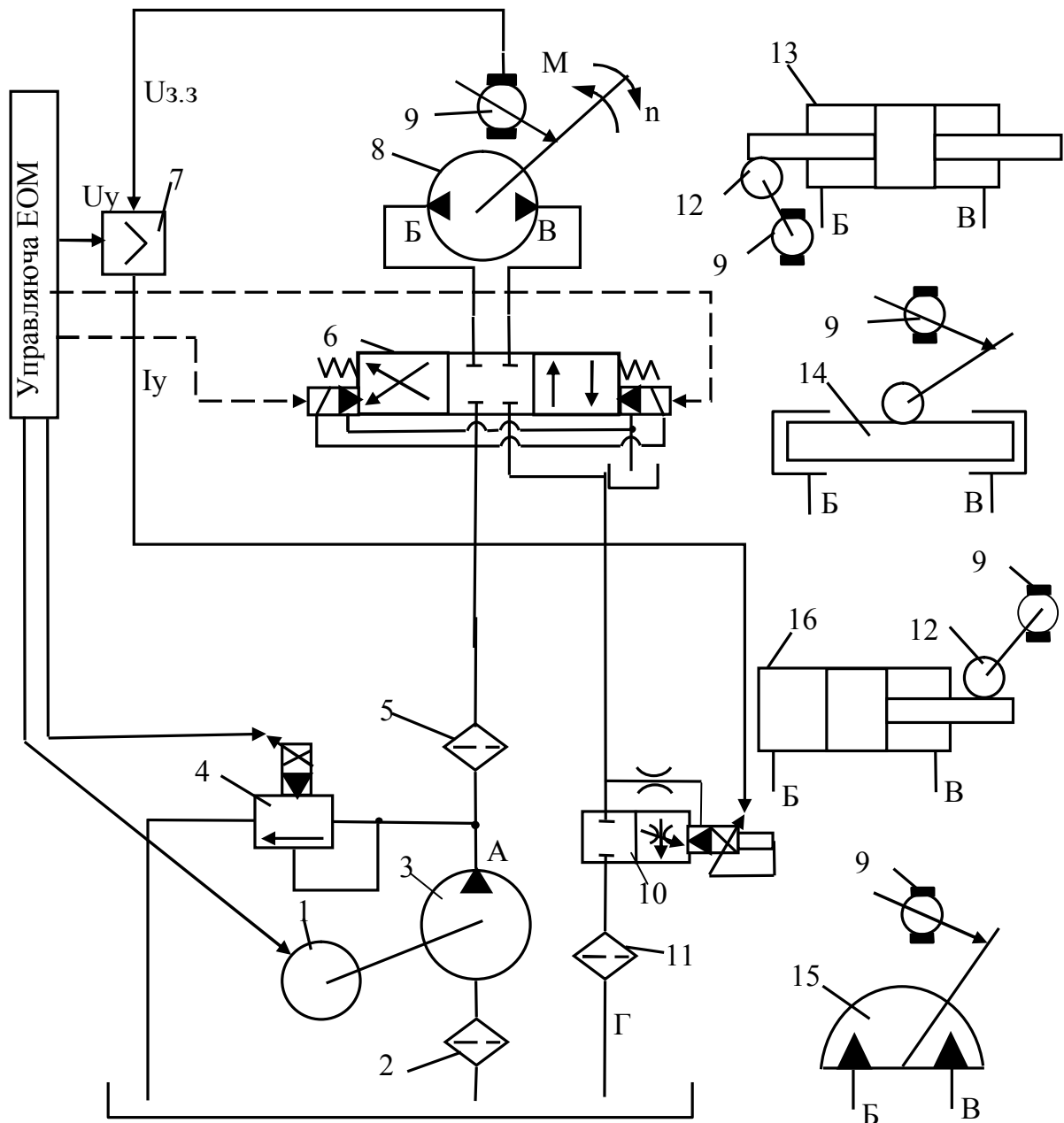
Використання тиску як коригувального сигналу при дії на привід значних інерційних навантажень не забезпечує стабільну твердість механічних характеристик виконавчого механізму приводу. Тому як коригувальний сигнал використовується перша похідна від тиску, називана "динамічним тиском" (рис. 2.4). Цей зворотний зв'язок забезпечується спеціальним гідромеханічним коригувальним пристроєм, що встановлюється послідовно між підсилювачем потужності та виконавчим механізмом приводу. Коригувальний пристрій забезпечує позитивний зворотний зв'язок.

При збільшенні інерційного навантаження на виконавчий механізм приводу коригувальний пристрій 6 додатково зміщає чотирищільний золотник підсилювача 4, що призводить до деякого збільшення витрати рідини і зменшення втрати тиску у щілинах розподільника. Таким чином компенсується «провал» на механічній характеристиці приводу.



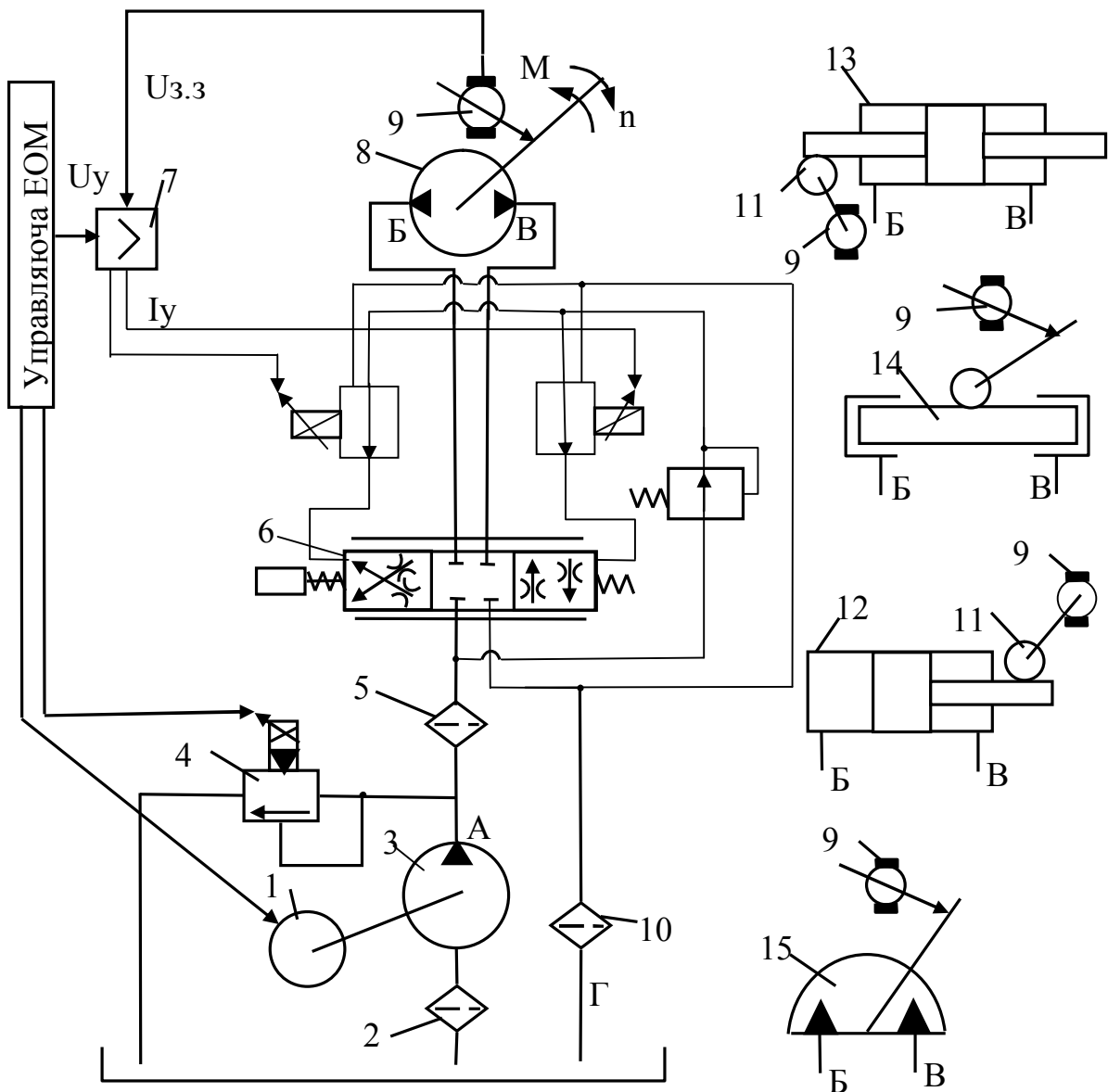
1- асинхронний електродвигун з короткозамкнутим ротором загально-промислового призначення; 2 – приймальний фільтр; 3 – насос об'ємного типу; 4 – запобіжний клапан з пропорційним електричним управлінням; 5 – напірний фільтр; 6 – дросель з пропорційним електричним управлінням; 7 – розподільник з електричним управлінням; 8 – блок управління БУ 1110; 9 – гідродвигун з нерегульованим робочим об'ємом; 10 – тахогенератор; 11 – гідроклапан тиску; 12 – зливальний фільтр; 13 – гідроциліндр з двобічним розташуванням штоків (двоштоковий); 14 – передавальний механізм; 15 – перетворювач прямолінійного руху у поворотний; 16 – гідроциліндр з одnobічним розташуванням штока (одноштоковий); 17 – поворотний гідро двигун

Рисунок 2.1 – Функціональна схема гідроприводу з дроселем, встановленим на вході у виконавчий механізм, і зворотним зв'язком за швидкістю руху



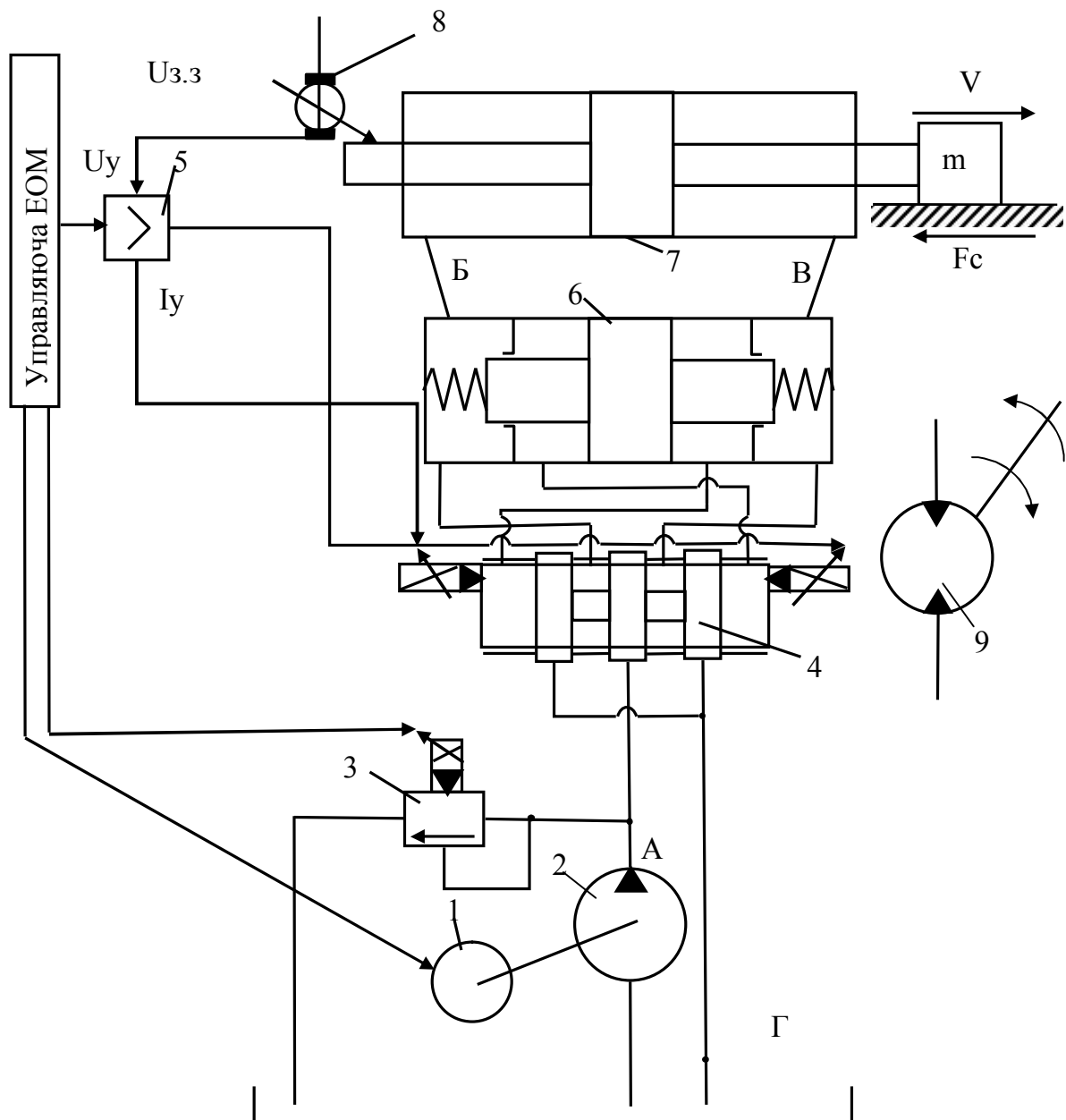
1- асинхронний електродвигун з короткозамкнутим ротором загально-промислового призначення; 2 – приймальний фільтр; 3 – насос об’ємного типу; 4 – запобіжний клапан з пропорційним електричним управлінням; 5 – напірний фільтр; 6 – розподільник з електричним управлінням; 7 – блок управління БУ 1110; 8 – гідродвигун з нерегульованим робочим об’ємом; 9 – тахогенератор; 10 – дросель з пропорційним електричним управлінням; 11 – зливальний фільтр; 12 – передавальний механізм; 13 – гідроциліндр з двобічним розташуванням штоків (двоштоковий); 14 – перетворювач прямолінійного руху у поворотний; 15 – поворотний гідродвигун; 16 – гідроциліндр з одnobічним розташуванням штока (одноштоковий)

Рисунок 2.2 – Функціональна схема гідроприводу з дроселем, встановленим на виході із виконавчого механізму, і зворотним зв’язком за швидкістю руху



1- асинхронний електродвигун з короткозамкнутим ротором загально-промислового призначення; 2 – приймальний фільтр; 3 – насос об'ємного типу; 4 – запобіжний клапан з пропорційним електричним управлінням; 5 – напірний фільтр; 6 – електрогідравлічний підсилювач потужності або дрослюючий розподільник з пропорційним електричним управлінням; 7 – блок управління БУ 2110; 8 – гідродвигун з нерегульованим робочим об'ємом; 9 – тахогенератор; 10 – зливальний фільтр; 11 – передавальний механізм; 12 – гідроциліндр з однобічним розташуванням штока (одноштоковий); 13 – гідроциліндр з двобічним розташуванням штоків (двоштоковий); 14 – перетворювач прямолінійного руху у поворотний; 15 – поворотний двигун

Рисунок 2.3 – Функціональна схема гідроприводу з дроселями, встановленими на вході і виході із виконавчого механізму, і зворотним зв'язком за швидкістю руху



1- асинхронний електродвигун з короткозамкнутим ротором загально-промислового призначення; 2 – насос об'ємного типу; 3 – запобіжний клапан з пропорційним електричним управлінням;

4 – електрогідравлічний підсилювач потужності або дроселюючий розподільник з пропорційним електричним управлінням; 5 – блок управління БУ 2110; 6 – коригувальний пристрій; 7 і 9 – виконавчі механізми; 8 – тахогенератор

Рисунок 2.4 – Функціональна схема гідроприводу з дроселями, встановленими на вході і виході із виконавчого механізму, коригувальним зв'язком за „динамічним тиском” і зворотним зв'язком за швидкістю руху

2.2 Статичний розрахунок слідкувальних гідроприводів зворотно-поступальної дії

У цих гідроприводах застосовуються виконавчі механізми: гідроциліндри (одноштокові та двоштокові) і механізми з гнучким розподільником. Статичний розрахунок параметрів слідкувального гідроприводу проводиться за умовами його функціонування у сталому режимі у наступній послідовності:

- 1 Розробляється принципіальна гідросхема слідкувального приводу відповідно до завданої циклограми технологічного процесу функціонування виробничого обладнання. Крім цього, у технічному завданні на проектування гідроприводу наводяться параметри: статичне зусилля опору F_3 ; максимальна швидкість руху $U_3^{\text{макс}}$; мінімальна швидкість руху $U_3^{\text{мін}}$; довжина пересування штоку L_3 ; довжина нагнітальної і зливної ліній трубопроводу; різновид і кількість місцевих опорів, розташованих у лініях.
- 2 Відповідно до підрозділу 1.1 вибирається із довідника типорозмір виконавчого механізму і розраховуються: корисний перепад тиску P ; максимальні значення витрати рідини на вході Q_B і виході Q_B ; коефіцієнт ефективних площин K_S .
- 3 Проводиться гідравлічний розрахунок нагнітального і зливної трубопроводів стосовно підрозділу 1.10, який полягає, по-перше, у виборі оптимального внутрішнього діаметра труби $d_{\text{п}}$ і розрахунку дійсної швидкості руху рідини у трубі; по-друге, у розрахунку втрат тиску за довжиною трубопроводу ΔP_l ; а по-третьє, у розрахунку втрат тиску при проходженні рідини через місцеві гідравлічні опори ΔP_M .
- 4 Відповідно до розділу 1 стосовно гідросхеми проектуемого слідкувального приводу здійснюється вибір із довідника усієї гідроапаратури при дотриманні наступних умов:

$$P_{\text{п}} \geq P,$$
$$Q_{\text{п}} \geq Q_B,$$

де $P_{\text{п}}$ і P – відповідно номінальний паспортний тиск гідроапарата і розрахунковий тиск корисного перепаду тиску на виконавчому механізмі;

$Q_{\text{п}}$ і Q_B – відповідно номінальна паспортна витрата гідроапарата і розрахункова максимальна витрата на вході у виконавчий механізм приводу.

Для обраного типорозміру гідроапарата визначається дійсна втрата тиску при проходженні через нього розрахункової витрати рідини:

$$\Delta P = \Delta P_{\Pi} \left(\frac{Q}{Q_{\Pi}} \right)^2,$$

де ΔP_{Π} - паспортне значення втрати тиску при проході через гідроапарат номінальної паспортної витрати;

Q - дійсне значення витрати, що проходить через апарат.

Аналогічно здійснюється вибір із довідника і розраховується дійсна втрата тиску для дроселюючих пристроїв, які розташовані у гідролініях, ΔP_g^{AB} ; ΔP_g^{BG} .

5 Розраховується сумарні втрати тиску у гідроапаратурі, встановленої у нагнітальній лінії $\Delta P_{АП}^{AB}$ і зливальній лінії $\Delta P_{АП}^{BG}$, наприклад:

$$\Delta P_{АП}^{AB} = \sum_{i=1}^n \Delta P_{АП}^i + \Delta P_{д}^{AB},$$

$$\Delta P_{АП}^{BG} = \sum_{i=1}^n \Delta P_{АП}^i + \Delta P_{д}^{BG}.$$

6 Розраховується сумарні втрати тиску у нагнітальному ΔP_{AB} і зливальному ΔP_{BG} трубопроводах. За умовами того, що усі ділянки опору з'єднується у трубопроводах послідовно, то сумарні втрати тиску визначаються:

$$\Delta P_{AB} = \Delta P_1^{AB} + \Delta P_M^{AB} + \Delta P_{АП}^{AB},$$

$$\Delta P_{BG} = \Delta P_1^{BG} + \Delta P_M^{BG} + \Delta P_{АП}^{BG}.$$

7 Розраховується тиск і витрати рідини на виході із насоса, а також вибирається із довідника відповідний типорозмір насоса.

Розрахунковий тиск на виході із насосної установки визначається:

$$P_A = \Delta P_{AB} + P + \Delta P_{BG} K_S,$$

де P – корисний перепад тиску на виконавчому механізмі за умовами того, що тиск на виході береться рівним нулю, $P = \frac{F_3}{S_B \eta_M}$;

η_M – механічний ККД виконавчого механізму;

S_B – ефективна площа поршня;

K_S – коефіцієнт ефективних площ поршня, $K_S = \frac{S_B}{S_B}$;

(для двоштокових гідроциліндрів з однаковими діаметрами штоків і гідродвигунів $K_S = 1$).

Розрахункова витрата рідини на виході із насосної установки визначається:

$$Q_A = Q_B + \sum_{i=1}^n \Delta Q_y^i + Q_{уп},$$

де Q_B – максимальна розрахункова витрата рідини на вході у виконавчий механізм;

$\sum_{i=1}^n \Delta Q_y^i$ – сумарні витрати внутрішніх витоків рідини через капілярні щілини кінематичних пар гідроапаратів, встановлених у нагнітальній лінії АБ;

$Q_{уп}$ – витрата рідини для функціонування систем управління дроселюючими пристроями (регуляторами), розташованими у нагнітальній лінії АБ (вибирається із довідника для обраного типорозміру дроселюючого пристрою).

Якщо у насосній установці не застосовується акумулятор, то вибирається із довідника насос об'ємного типу (з нерегульованим робочим об'ємом, або з регульованим робочим об'ємом і слідкувальною системою) при дотриманні наступних умов:

$$P_{\Pi} \geq P_A,$$

$$Q_{\Pi} \geq Q_A,$$

де P_{Π} і Q_{Π} – відповідно паспортні номінальні значення тиску і продуктивності (подачі) обраного типорозміру насоса на його виході.

8 Розраховується висота усмоктування для обраного типорозміру насоса відповідно підрозділу 1.2.

9 Визначається товщина стінки нагнітального трубопроводу на міцність і із довідника вибирається труба відповідно до розділу 1.2. Труба розглядається як тонкостінна оболонка, піддана рівномірно розподіленому тиску P_A .

10 Розраховується потрібна потужність на валі ротора насоса і із довідника вибирається електродвигун з короткозамкнутим ротором загально промислового призначення.

Розрахункова потрібна потужність електродвигуна:

$$N_p = 10^3 \frac{P_A \cdot Q_{\text{НОМ}}^H}{\eta_{\text{ЗАГ}}}, \text{кВт},$$

де P_A – розрахунковий тиск на виході із насоса, МПа;

$Q_{\text{НОМ}}^H$ – значення паспортної номінальної продуктивності обраного типорозміру насоса, м³/с (для насосів з нерегульованим робочим об'ємом);

$\eta_{\text{ЗАГ}}$ - загальний ККД обраного типорозміру насоса.

Якщо у гідроприводі використовується насос з регульованим робочим об'ємом і слідкувальною системою, то замість $Q_{\text{НОМ}}^H$ у формулі застосовується розрахункова продуктивність насоса на виході Q_A .

11 Розраховуються механічні й швидкісні характеристики гідроприводу.

Для приводів з дросельним регулюванням швидкості руху вивід рівняння характеристик здійснюється за умовами рівноваги зусиль у нагнітальній (АБ) і зливальній (ВГ) лініях.

Механічні характеристики гідроприводу є залежність $v = f(F)$ при постійному значенні площі прохідної щілини дроселя. Механічні характеристики бувають: природна, при постійній номінальній площі прохідної щілині дроселя ($S_{\text{д}}^{\text{НОМ}} = \text{Const}$), і штучні, при площі прохідної щілині дроселя менше ніж номінальне значення ($S_{\text{д}} < S_{\text{д}}^{\text{НОМ}}$).

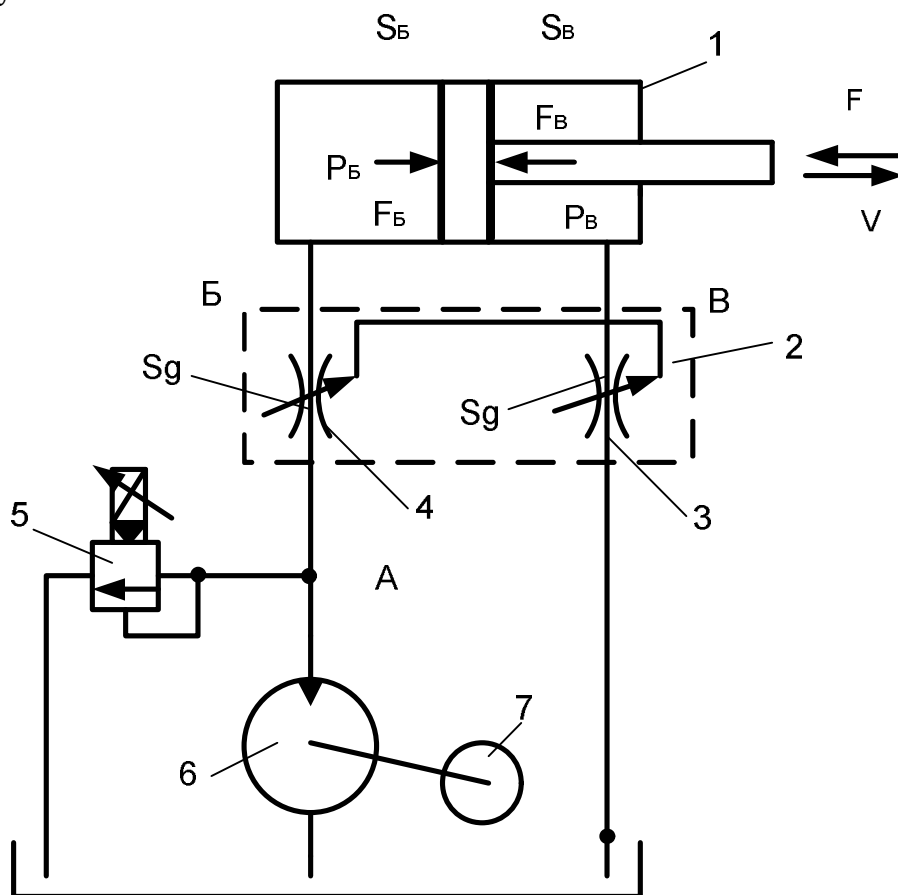
Швидкісні характеристики являють собою залежність $v = f(S_{\text{д}})$ при постійному значенні зусилля ($F = \text{Const}$).

При дросельному регулюванні швидкості руху застосовуються різноманітні дроселі або чотирищілинні золотники.

Чотирищілинний золотник одночасно формує дросельні щілини як на вході так і на виході із виконавчого механізму приводу. Крім того, золотник виконує функцію і розподільника потоків робочого середовища у гідросистемі.

Дросель або чотирищілинний золотник встановлюються у гідросистемі приводу послідовно.

На рисунку 2.5 розглянута структурна схема гідроприводу з дроселями, встановленими на вході і на виході із виконавчого механізму приводу.



1 – гідро циліндр; 2 – підсилювач потужності або дроселюючий розподільник; 3 і 4 – дроселюючі щілини; 5 – запобіжний клапан; 6 – насос; 7 – електродвигун

Рисунок 2.5 – Структурна схема гідроприводу

Рівняння зусиль, які діють на поршень-шток гідроциліндра:

$$(F_B - F_B)\eta_M = F, \text{ або}$$

$$(P_B S_B - P_B S_B)\eta_M = F,$$

де F – зусилля опору;

η_M - механічний ККД гідроциліндра.

Тиски у порожнинах гідроциліндра визначаються:

$$P_A = P_A - \Delta P_{AB}, \text{ а}$$

$$P_B = \Delta P_{BG},$$

де ΔP_{AB} і ΔP_{BG} - сумарні втрати тиску відповідно у нагнітальній і зливальній лініях гідроприводу, які були розраховані стосовно пункту б.

Тоді рівняння зусиль, які діють на гідроциліндр запишуться:

$$\Delta P_{AB} + \Delta P_{BG} \frac{S_B}{S_B} = P_A - \frac{F}{S_B \eta_M}, \text{ або}$$

$$\Delta P_{AB} + \Delta P_{BG} K_S = P_A - \frac{F}{S_B \eta_M},$$

де K_S – коефіцієнт ефективних площ поршня гідроциліндру.
Рівняння нерозривності рідини для нагнітального трубопроводу:

$$v_i S_i = v S_B,$$

де v_i і v - відповідно швидкості руху рідини в елементах нагнітального трубопроводу і швидкість руху поршня-штоку гідроциліндру;

S_i і S_B - відповідно площі поперечного переріза окремих елементів нагнітального трубопроводу й ефективна площа поршня гідроциліндра.

Тоді

$$v_i = \frac{v S_B}{S_i}, \text{ але } S_i = \frac{Q_B}{v_i},$$

отже

$$v_i = \frac{v_i S_B}{Q_B} v, \text{ або } 1 = \frac{S_B}{Q_B} v$$

Для дроселя можна записати:

$$1 = \frac{S_A}{Q_A} v \frac{S_A}{S_A},$$

де S_d – площа прохідного отвору дроселя за умовним проходом,

$$S_d = \frac{\pi d_y^2}{4}.$$

Так як швидкість потоку рідини входить у формули втрат тиску у квадратичні залежності, то визначені раніше втрати тиску рідини у відповідних елементах трубопроводу потрібно помножити на коефіцієнти:

$$\frac{S_B^2}{Q_B^2} v^2 \text{ і } \frac{S_B^2 S_d^2}{Q_B^2 S_d^2} v^2.$$

Сумарні втрати тиску рідини у нагнітальному трубопроводі можуть бути виражені залежністю:

$$\Delta P_{AA} = (\Delta P_{AA} - \Delta P_{\dot{A}}) \frac{S_A^2}{Q_A^2} v^2 + \Delta P_{\dot{A}} \frac{S_A^2 S_{\dot{A}}^2}{Q_A^2 S_{\dot{A}}^2} v^2 = \left(K_{AA} + K_{\dot{A}} \frac{1}{S_{\dot{A}}^2} \right) v^2,$$

де K_{AB} – коефіцієнт опору нагнітального опору,

$$K_{AA} = (\Delta P_{AA} - \Delta P_{\dot{A}}) \frac{S_A^2}{Q_A^2};$$

$$K_{\partial} - \text{коефіцієнт опору дроселя, } K_{\partial}^{AB} = \Delta P_{\partial} \frac{S_B^2 S_{\partial}^2}{Q_B^2}.$$

Аналогічно можуть бути виражені сумарні витрати тиску рідини у зливальному трубопроводі:

$$\Delta p_{BG} = (\Delta p_{BG} - \Delta p_{\partial}) \frac{S_B^2}{Q_B^2} V^2 + p_{\partial} \frac{S_B^2 S_{\partial}^2}{Q_B^2 S_{\partial}^2} \cdot \frac{V^2}{S_{\partial}^2} = \left(K_{BG} + K_{\partial}^{BG} \frac{1}{S_{\partial}^2} \right) V^2.$$

Тоді рівняння рівноваги сил, що діють на поршень-шток гідроциліндра набуде виду

$$\left(K_{AB} + K_{\partial}^{AB} \frac{1}{S_{\partial}^2} \right) V^2 + \left(K_{BG} + K_{\partial}^{BG} \frac{1}{S_{\partial}^2} \right) K_S V^2 = P_A - \frac{F}{S_B \eta_M},$$

або

$$\left(K_{AB} + K_{BG} K_S + K_{\partial}^{AB} \frac{1}{S_{\partial}^2} + K_{\partial}^{BG} \frac{1}{S_{\partial}^2} K_S \right) V^2 = P_A - \frac{F}{S_B \eta_M}.$$

Звідси рівняння механічних і швидкісних характеристик гідроприводу

$$V = \sqrt{\frac{P_A - \frac{F}{S_B \eta_M}}{K_{AB} + K_{BG} K_S + K_{\partial}^{AB} \frac{1}{S_{\partial}^2} + K_{\partial}^{BG} \frac{1}{S_{\partial}^2} K_S}}.$$

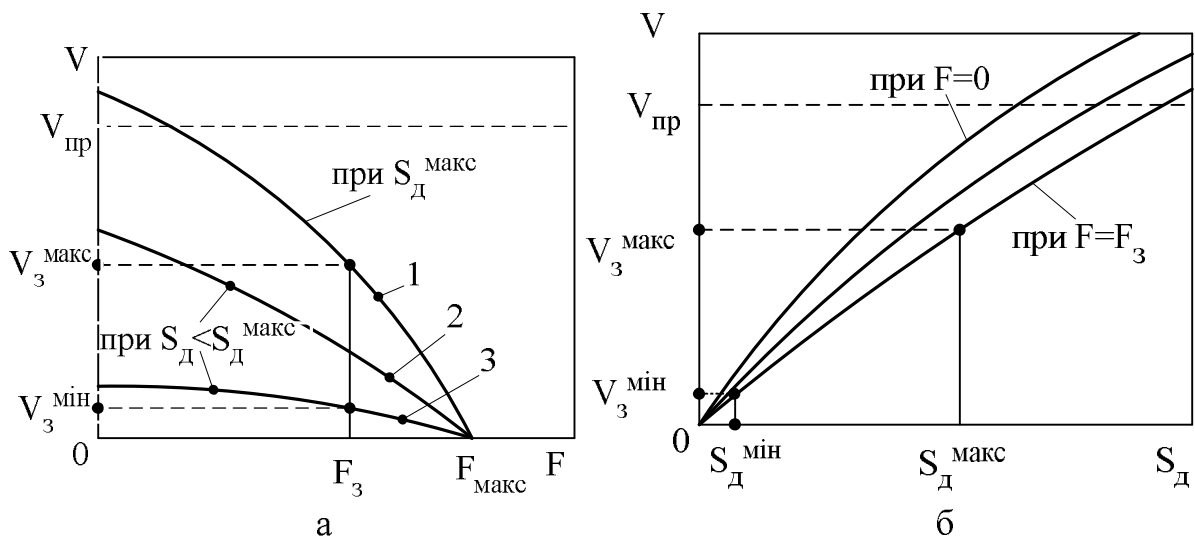
Якщо у гідроприводі застосовується двоштоковий гідроциліндр з однаковими діаметрами штоків, то тоді $K_S = 1$. При використанні у

гідроприводі тільки дроселя на вході до гідроциліндра значення $K_D^{BG} = 0$, а при встановленні дроселя тільки на виході із гідроциліндра – $K_D^{AB} = 0$.

На рисунку 2.6 зображені механічні і швидкісні характеристики гідроприводу.

Коефіцієнти опору $K_{AB}, K_{BG}, K_D^{AB}, K_D^{BG}$ потрібно обчислити, використовуючі раніше визначені значення Δp .

Механічні та швидкісні характеристики гідроприводу варто розраховувати для завданого діапазону безступінчатого регулювання швидкості руху поршня (штока) гідроциліндра від V_3^{\max} до V_3^{\min} .



*а – механічні характеристики; б – швидкісні характеристики;
1 – природна характеристика; 2 і 3 – штучні характеристики.*

Рисунок 2.6 – Механічні та швидкісні характеристики гідроприводу

Для гідроприводу з дроселями, встановленими на вході й виході із одноштокового гідроциліндра площі прохідного отвору дроселів рівні:

$$S_D^{\max} = \sqrt{\frac{(K_D^{AB} + K_D^{BG} \cdot K_S)(V_3^{\max})^2}{P_A - \frac{F_3}{S_B \eta_M} - (K_{AB} + K_{BG} \cdot K_S)(V_3^{\max})^2}},$$

$$S_D^{\min} = \sqrt{\frac{(K_D^{AB} + K_D^{BG} \cdot K_S)(V_3^{\min})^2}{P_A - \frac{F_3}{S_B \eta_M} - (K_{AB} + K_{BG} \cdot K_S)(V_3^{\min})^2}}.$$

Якщо обчислення зроблені правильно, то $S_D^{\text{макс}} \leq S_D = \frac{\pi d_y^2}{4}$.

Максимальне значення зусилля опору $F_{\text{макс}}$ на штоку гідроциліндра, при дії якого поршень (шток) зупиниться ($V=0$), визначиться з умови:

$$P_A - \frac{F_{\text{макс}}}{S_B \eta_M} = 0, \text{ відкіля } F_{\text{макс}} = P_A S_B \eta_M.$$

Максимально можлива для проектувального гідроприводу швидкість руху поршня (штока) гідроциліндра визначається паспортною номінальною продуктивністю обраного типорозміру насоса $Q_{\text{НОМ}}^{\Pi}$:

$$V_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{НОМ}}^{\Pi}}{S_B}.$$

12 Розраховується статична характеристика гідроприводу.

При сталому режимі роботи слідкувального гідроприводу встановлюється функціональний зв'язок між вхідними і вихідними параметрами, такими як погрішність відтворення (помилка спостереження), швидкість слідкувального переміщення, статичне навантаження виконавчого механізму. При розрахунку статичних характеристик вирішуються спільно рівняння нерозривності потоків рідини через регульований елемент (наприклад, чотирищілинний золотник) і рівняння рівноваги виконавчого механізму. Витоками рідини через капілярні щілини гідроапаратів зневажають у наслідок їхньої малості.

У процесі роботи слідкувального приводу вихідна величина Y постійно запізнюється від зміни вхідної величини X на величину L_0 . У кожен момент часу слідкувальний гідропривід відпрацьовує помилку (неузгодженість):

$$L_0 = X - Y.$$

Якщо $L_0 = 0$, то привід не виконує слідкувальних функцій. Задача статичного розрахунку полягає у тому, щоб знайти значення L_0 у кожен момент спостереження.

Для приводу, зображеного на рисунку 2.3, у якого виконавчим механізмом є двоштоковий гідроциліндр і чотирищілинний золотник (виконаний з нульовим перекриттям), рівняння статичної характеристики

$$Q_3 = \mu \pi d \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{P_H} \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} (L + L_0) = VS,$$

де Q_3 – витрата через чотирищілинний золотник з нульовим перекриттям;

V – швидкість руху штока (поршня) гідроциліндра;

S – ефективна площа гідроциліндра.

Після перетворення одержимо:

$$K_p K_v \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} L + K_p K_v \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} L_0 = V,$$

де K_p – коефіцієнт підсилення гідроприводу за витратою;

K_v – коефіцієнт підсилення гідроприводу за швидкістю;

$$K_p = \mu \pi d \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{P_H}; \quad K_v = \frac{1}{S}.$$

Звідси рівняння статичної характеристики приводу:

$$L_0 = \frac{V - K_p K_v \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}} L}{K_p K_v \sqrt{1 - \frac{P}{P_H}}}.$$

Аналіз отриманої вище залежності показує, що навіть при значеннях $P = 0$ и $V = 0$ необхідний зсув чотирищільного золотника для початку руху (знак «-» говорить про необхідність застосування негативного зворотного зв'язку). На рис. 2.7 розглядається залежність $\frac{L_0}{L} = f\left(\frac{P}{P_H}\right)$ при конкретному значенні швидкості V .

Звичайно приводи працюють при номінальних режимах у діапазоні $\frac{P}{P_H} = 0,5 \dots 0,75$. З характеристики видно, що на ділянці АБ функція близька до лінійного. Крім цього, сумарна помилка $\overline{L_0}$ складається з помилки спостереження за швидкістю $\overline{L_0^V}$ (швидкісна помилка спостереження) і помилки спостереження за тиском $\overline{L_0^P}$ (тягова помилка спостереження).

Зона нечутливості являє собою зсув золотника з нейтрального положення, необхідний для початку руху виконавчого механізму.

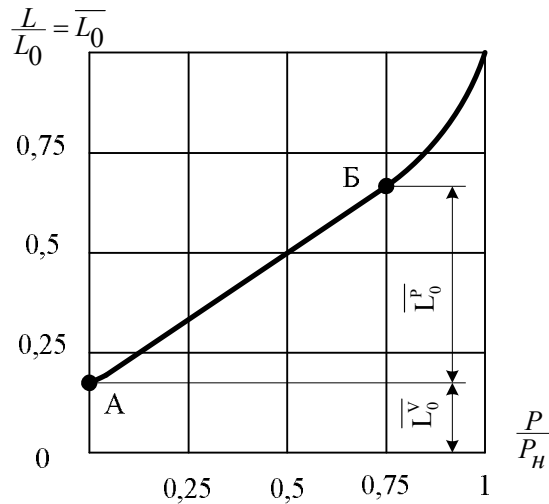


Рисунок 2.7 – Статична характеристика приводу

Наявність зони нечутливості обумовлюється втратою енергії на подолання сил грузлого тертя у кінематичних парах приводу. У цьому випадку зсув золотника може бути отриманий з рівняння статичної характеристики, якщо замість робочого перепаду тиску на виконавчому механізмі P підставити втрату тиску $\Delta P_{Г.Т}$ на подолання сили грузлого тертя (звичайно $\Delta P_{Г.Т} = 0,2...0,4 \text{ МПа}$).

2.3 Статичний розрахунок слідкувальних гідроприводів поворотної і обертальної дії

У гідроприводах цього типу в якості виконавчих механізмів використовуються поворотні гідродвигуни або гідродвигуни обертальної дії. Статичний розрахунок слідкувального приводу проводиться за умовами його функціонування у сталому режимі у наступній послідовності:

- 1 Проектується принципіальна гідросхема слідкувального гідроприводу відповідно до циклограми технологічного процесу функціонування виробничого обладнання. У технічному завданні на проектування гідроприводу приводяться параметри: статичний крутний момент опору M_3 ; максимальна частота обертання $n_3^{\text{макс}}$; мінімальна частота обертання $n_3^{\text{мін}}$; довжини нагнітальної та зливної ліній трубопроводу; різновид і кількість місцевих гідравлічних опорів, розташованих у лініях.
- 2 Відповідно до розділу 1.1 вибирається із довідника типорозмір гідродвигуна і розраховуються: корисний перепад тиску P ; максимальні значення витрати рідини на вході Q_B і на виході Q_B .

Пункти 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 і 10 виконуються аналогічно відповідним пунктам підрозділу 2.2.

11 Розраховуються механічні та швидкісні характеристики гідроприводу.

Вивід рівняння характеристик здійснюється за умовами рівноваги крутних моментів, які діють на гідродвигун, і рівнянь нерозривності потоків рідини у нагнітальній (АБ) і зливальній (ВГ) лініях.

Механічними характеристиками гідроприводу називають залежність $n = f(M)$ при постійному значенні площі прохідної щілини дроселя. Механічні характеристики бувають: природна, при постійній номінальній площі прохідної щілини дроселя ($S_D^{\text{НОМ}} = \text{const}$) і штучні, при площі прохідної щілини дроселя менше ніж номінальне значення ($S_D < S_D^{\text{НОМ}}$).

Швидкісні характеристики являють собою залежність $n = f(S_D)$ при постійному значенні крутного моменту ($M = \text{const}$).

Структурна схема гідроприводу з дроселями, встановленими на вході і виході із гідродвигуна аналогічна схемі, розглянутій на рис. 2.5.

Рівняння крутних моментів, які діють на ротор гідродвигуна:

$$\frac{(P_B - P_V)V_{\Gamma}}{2\pi} \eta_M = M, \text{ або } P_B - P_V = \frac{2\pi M}{V_{\Gamma} \eta_M},$$

де M – крутний момент опору;

V_{Γ} – робочий об'єм обраного типорозміру гідродвигуна;

P_B і P_V – тиск рідини відповідно на вході і виході із гідродвигуна;

η_M – механічний ККД обраного типорозміру гідродвигуна.

Підставимо в отриману залежність

$$P_B = P_A - \Delta P_{AB} \text{ і } P_V = \Delta P_{VG},$$

$$\text{тоді } \Delta P_{AB} + \Delta P_{VG} = P_A - \frac{2\pi M}{V_{\Gamma} \eta_M},$$

де ΔP_{AB} і ΔP_{VG} – сумарні втрати тиску відповідно у нагнітальній і зливальній лініях гідроприводу, які були розраховані стосовно пункту 6.

Рівняння нерозривності потоку рідини для нагнітального трубопроводу

$$V_i S_i = \frac{V_{\Gamma} n}{\eta_0} = Q_B,$$

де η_0 – об’ємний ККД обраного типорозміру гідродвигуна;

n – частота обертання ротора гідродвигуна.

Якщо зробити перетворення отриманої залежності аналогічно пункту 11 підрозділу 2.2, то знайдемо коефіцієнти, на які потрібно помножити раніше розраховані втрати тиску, тобто:

$$\frac{V_{\Gamma}^2}{Q_B^2 \eta_0^2} n^2 \text{ і } \frac{V_{\tilde{A}}^2 S_{\tilde{a}}^2}{Q_{\tilde{A}}^2 \eta_0 S_{\tilde{A}}^2} n^2.$$

Рівняння нерозривності потоку рідини для зливної труби

$$V_i S_i = V_{\Gamma} n = Q_B.$$

Для зливної труби після перетворення залежності визначаються коефіцієнти:

$$\frac{V_{\Gamma}^2}{Q_B^2} n^2 \text{ і } \frac{V_{\Gamma}^2 S_d^2}{Q_B^2 S_d^2} n^2.$$

Тоді рівняння рівноваги крутних моментів на роторі гідродвигуна:

$$\begin{aligned} & (\Delta p_{AB} - \Delta p_d^{AB}) \frac{V_{\Gamma}^2}{Q_B^2 \eta_0^2} n^2 + \Delta p_d^{AB} \frac{V_{\Gamma}^2 S_d^2}{Q_B^2 \eta_0^2 S_d^2} n^2 + (\Delta p_{B\Gamma} - \Delta p_d^{B\Gamma}) \frac{V_{\Gamma}^2}{Q_B^2} n^2 + \Delta p_d^{B\Gamma} \frac{V_{\Gamma}^2 S_d^2}{Q_B^2 S_d^2} n^2 = \\ & = \left(K_{AB} + K_{B\Gamma} + K_d^{AB} \frac{1}{S_d^2} + K_d^{B\Gamma} \frac{1}{S_d^2} \right) n^2 = P_A - \frac{2\pi M}{V_{\Gamma} \eta_M}, \end{aligned}$$

де K_{AB} і $K_{B\Gamma}$ – коефіцієнти опору відповідно до нагнітальної (AB) і зливної лінії (BГ);

$$K_{AB} = \left(\Delta p_{AB} - \Delta p_d^{AB} \right) \frac{V_{\Gamma}^2}{Q_B^2 \eta_0^2}, \quad K_{B\Gamma} = \left(\Delta p_{B\Gamma} - \Delta p_d^{B\Gamma} \right) \frac{V_{\Gamma}^2}{Q_B^2}.$$

K_g^{AB} і $K_g^{B\Gamma}$ – коефіцієнти опору дроселей встановлених відповідно у нагнітальній лінії (AB) та зливній лінії (BГ),

$$K_g^{AB} = \Delta P_g^{AB} \frac{V_{\Gamma}^2 S_g^2}{Q_B^2 \eta_0^2}; \quad K_g^{B\Gamma} = \Delta P_g^{B\Gamma} \frac{V_{\Gamma}^2 S_g^2}{Q_B^2 \eta_0^2}.$$

Тоді рівняння механічних і швидкісних характеристик:

$$n = \sqrt{\frac{P_A - \frac{2\pi M}{V_\Gamma \eta_M}}{K_{AB} + K_{B\Gamma} + \frac{K_D^{AB}}{S_D^2} + \frac{K_D^{B\Gamma}}{S_D^2}}}$$

Площі прохідного перетину дроселів визначаються:

$$S_D^{\text{макс}} = \sqrt{\frac{(K_D^{AB} + K_D^{B\Gamma})(n_3^{\text{макс}})^2}{P_A - \frac{2\pi M_3}{V_\Gamma \eta_M} - (K_{AB} + K_{B\Gamma})(n_3^{\text{макс}})^2}},$$

$$S_D^{\text{мін}} = \sqrt{\frac{(K_D^{AB} + K_D^{B\Gamma})(n_3^{\text{мін}})^2}{P_A - \frac{2\pi M_3}{V_\Gamma \eta_M} - (K_{AB} + K_{B\Gamma})(n_3^{\text{мін}})^2}}.$$

Якщо дросель встановлений тільки на вході, тоді $K_D^{B\Gamma} = 0$, а якщо тільки на виході $K_D^{AB} = 0$.

Механічні і швидкісні характеристики гідроприводу мають графічне зображення аналогічне рис.2.6.

Максимальне значення крутного моменту опору $M_{\text{макс}}$ на валі ротора, при дії якого ротор зупиниться ($n = 0$), визначиться з умови:

$$P_A - \frac{2\pi M_{\text{макс}}}{V_\Gamma \eta_M} = 0, \text{ відкіля } M_{\text{макс}} = P_A \frac{V_\Gamma \eta_M}{2\pi}.$$

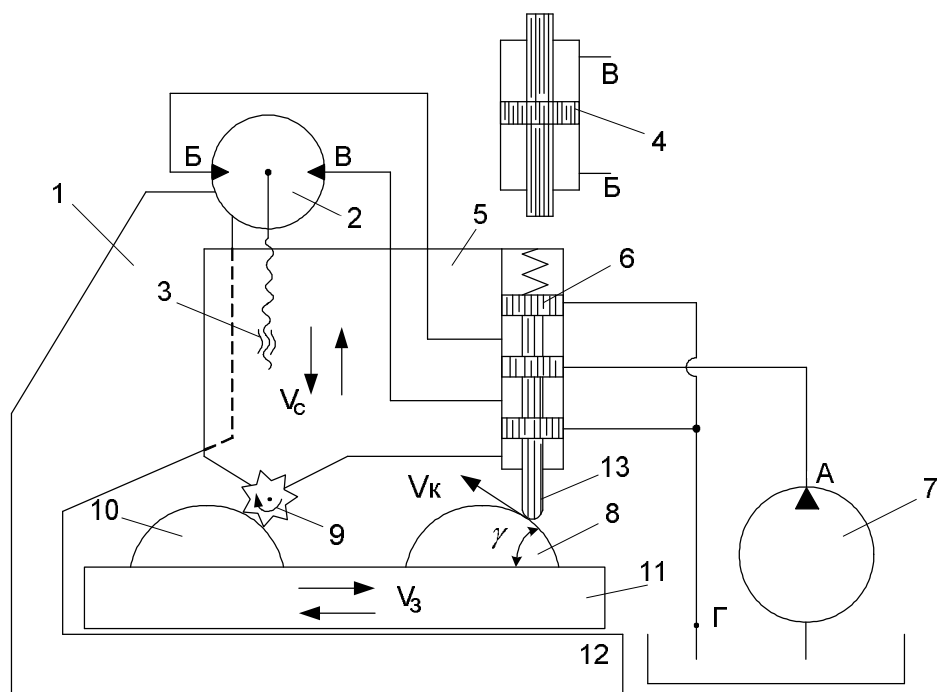
Максимально можлива для проектованого гідроприводу частота обертання ротора гідродвигуна визначається паспортною номінальною продуктивністю обраного типорозміру насоса $Q_{\text{ном}}^\Pi$:

$$n_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{ном}}^\Pi}{V_\Gamma} \eta_0.$$

Аналогічно підрозділу 2.2 виводиться рівняння статичної характеристики гідроприводу.

2.4 Копіювальні слідкувальні гідро(пневмо)приводи

У металообробному устаткуванні застосовується значна за структурою номенклатура гідропневмоприводів з копіювальним управлінням.



1 і 12 – станина; 2 – гідродвигун; 3 – пара «гвинт-гайка»;
4 – гідроциліндр; 5 – слідкувальний супорт; 6 – чотирищільний золотник;
7 – джерело живлення; 8 – копія; 9 – привід інструмента;
10 – оброблювана деталь; 11 – стіл; 13 – цуп

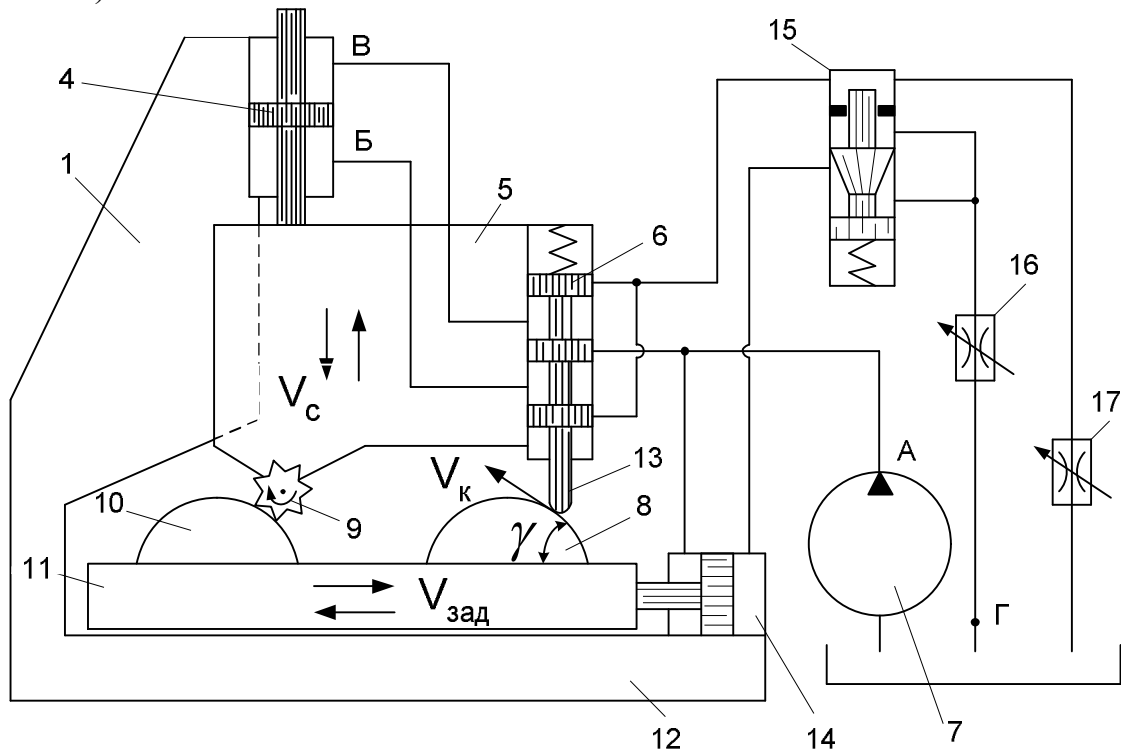
Рисунок 2.8 – Однокоординатний однокаскадний копіювальний привід безмасштабного копіювання

Слідкувальні копіювальні гідро(пневмо)приводи класифікуються: за кількістю слідкувальних координат (однокоординатні, двокоординатні, багатокоординатні); за кількістю каскадів підсилювання (однокаскадні, двокаскадні, багатокаскадні); за масштабом копіювання (безмасштабні, масштабні); за типом підсилювача потужності («сопло-заслінка», «струминна трубка», «голчатий дросель», «мікрозолотник»).

Основним регулятором слідкувального привіду з копіювальним управлінням є чотирищільний золотник з нульовим (частіше застосовується) чи з негативним перекриттям (застосовується рідше). На рисунку 2.8 розглядається схема найпростішого однокоординатного копіювального слідкувального привіду, у якого вхідна величина X (що

задає) встановлюється копіром (шаблоном) 8, причому шаблон за своїми геометричними розмірами повинний цілком відповідати геометричним розмірам оброблюваної деталі 10.

Недоліком даного приводу є те, що швидкість копіювання V_K при постійній швидкості подачі стола 2 ($V_3 = const$) може скласти $V_K = 1,4 V_3$ (при $\gamma = 45^\circ$). Щоб забезпечити постійну швидкість копіювання (різання) V_K необхідно застосовувати привід із залежною швидкістю подачі стола (рис. 2.9).

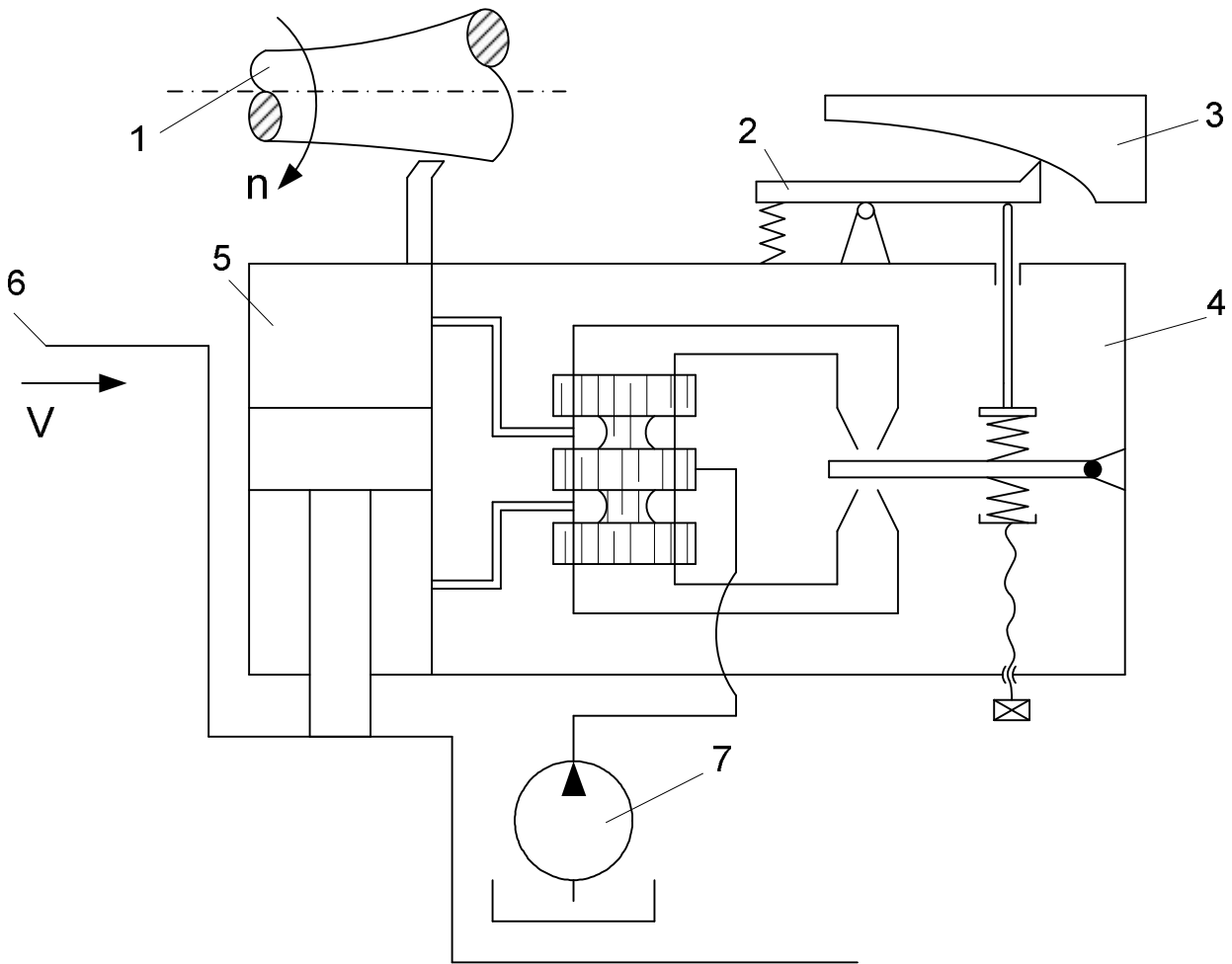


1, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13 – див. рис. 2.8; 14 – гідроциліндр приводу стола; 15 – слідкувальний золотник; 16 і 17 – дроселі

Рисунок 2.9 – Однокоординатний однокаскадний копіювальний привід безмасштабного копіювання з автоматичним регулюванням швидкості подачі стола

Загальним недоліком розглянутих приводів є громіздкість верстата при значних габаритах деталі й копіра. У цьому випадку застосовують копіювальні приводи з масштабним копіюванням, у яких габарити копіра (шаблона) у K раз менше габаритів оброблюваної деталі ($K = 5-10$). Слідкувальний супорт у таких приводах складається із двох супортів, відносний рух яких забезпечується механічним пристроєм з передатним числом K . Щоб зменшити знос шупа й шаблона (зусилля тиску шупа складає 10-30Н), застосовують у копіювальних приводах підсилювачі потужності (створюють незначне зусилля на шуп – 0,1-0,2Н). Шаблон (копір) виконує функції програмоносія (рис. 2.10). Програма може

задаватися й ЕОМ через кроковий електродвигун чи електродвигун постійного струму (рис. 2.11).

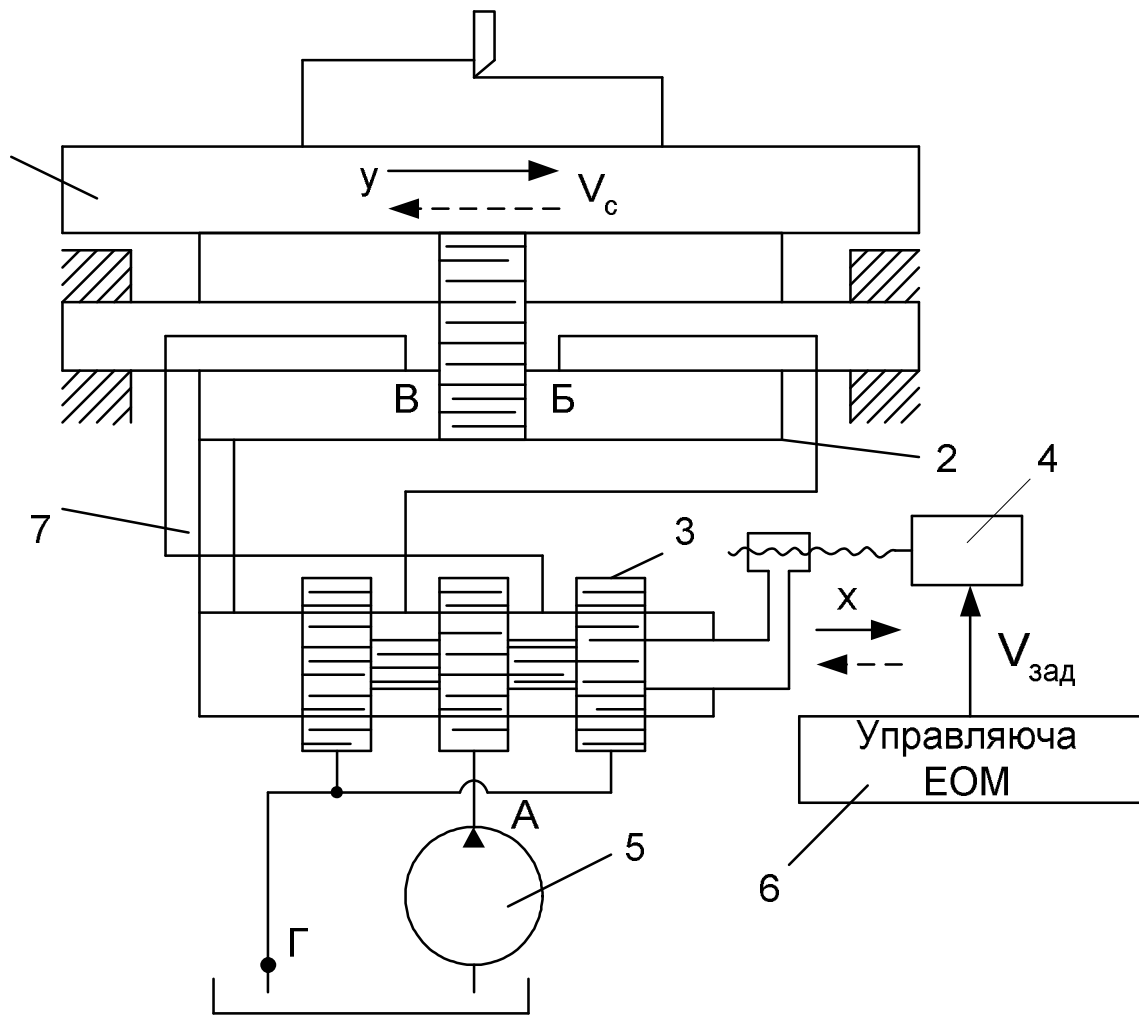


1 – оброблювана деталь; 2 – шуп; 3 – копір (шаблон);
 4 – двокаскадний підсилювач потужності типу «сопло-заслінка»;
 5 – гідроциліндр; 6 – супорт

Рисунок 2.10 – Схема двокаскадного копіювального пристрою супорта токарного верстата

Виконавчий механізм (гідропневмоциліндр) може бути сконструйований так, що його шток встановлюється в ряд фіксованих положень. На рисунку 2.12 розглядається гідроциліндр 3-розрядного цифрового приводу ($n = 3$), шток якого може встановлюватися в $N = 8$ положеннях ($N = 2^n$, де n – кількість поршнів, що плавають). Задачами проектування цифрового приводу, крім конструкції гідропневмоциліндра, є розрахунок тисків у порожнинах циліндра для створення необхідного зусилля на штоку та створення програмної системи управління

реверсивними золотниками, що забезпечують злив, подачу й запирання рідини (газу) у відповідних порожнинах циліндра.



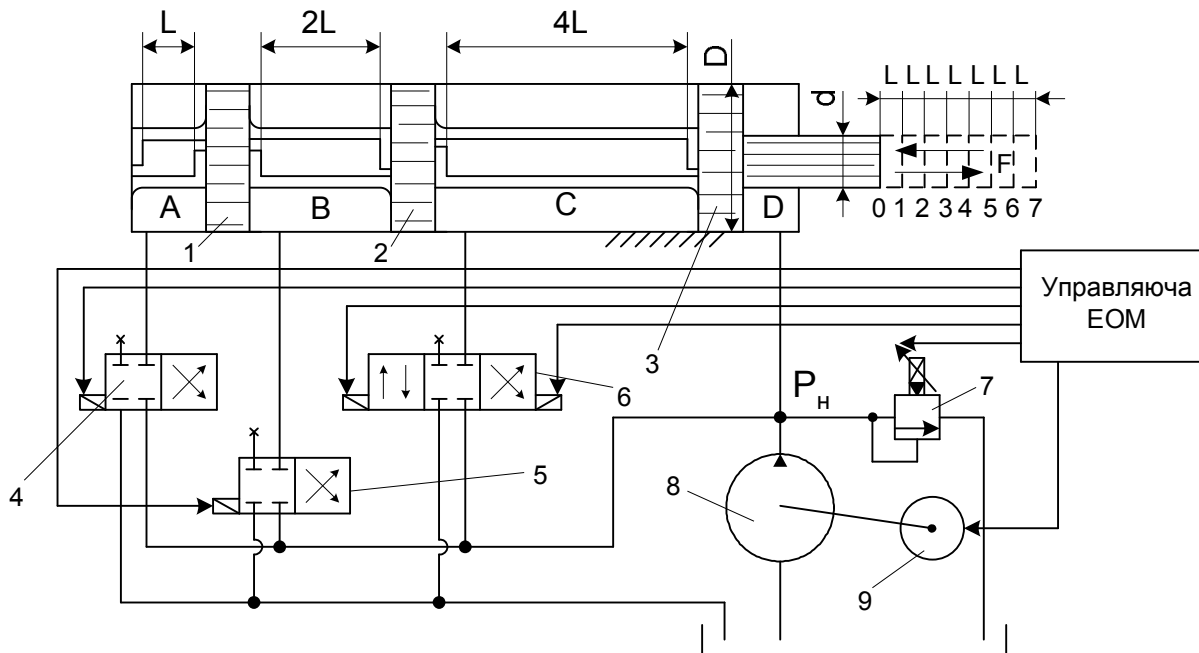
1 – стіл; 2 – гідроциліндр; 3 – чотирищільний золотник з нульовим перекриттям; 4 – кроковий електродвигун чи електродвигун постійного струму; 5 – насос; 6 – вузол управління; 7 – зворотний механічний зв'язок за положенням

Рисунок 2.11 – Копіювальний привід подачі стола стругального верстата з програмним управлінням

Із умов рівноваги тягнучого і штовхаючого зусиль ($F_{\text{ТЯГ}} = F_{\text{ШТ}}$) розраховується необхідний діаметр поршня:

$$F_{\text{ТЯГ}} = P_{\text{Н}} \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}; \quad F_{\text{ШТ}} = P_{\text{Н}} \frac{\pi D^2}{4} - P_{\text{Н}} \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = P_{\text{Н}} \frac{\pi d^2}{4};$$

$$P_{\text{Н}} \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = P_{\text{Н}} \frac{\pi d^2}{4}, \text{ відкіля } D = 1.41d.$$

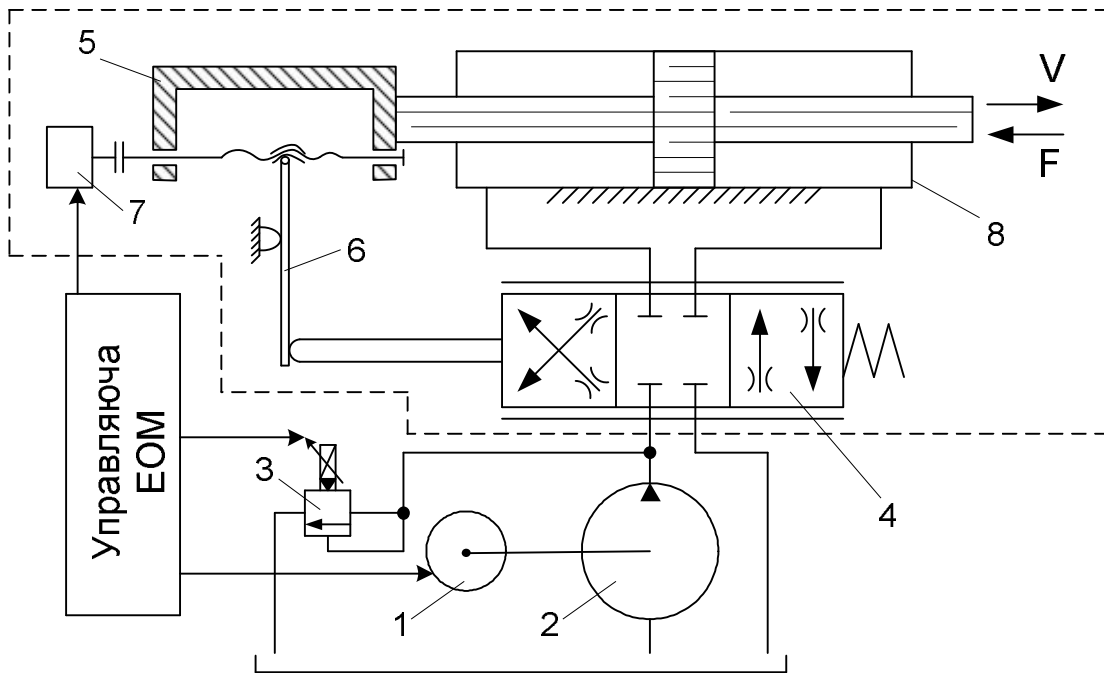


1, 2 і 3 – плаваючі поршині; 4, 5 і 6 – розподільники; 7 – запобіжний клапан; 8 – насос; 9 – електродвигун

Рисунок 2.12 – Цифровий трирозрядний привід з програмним управлінням

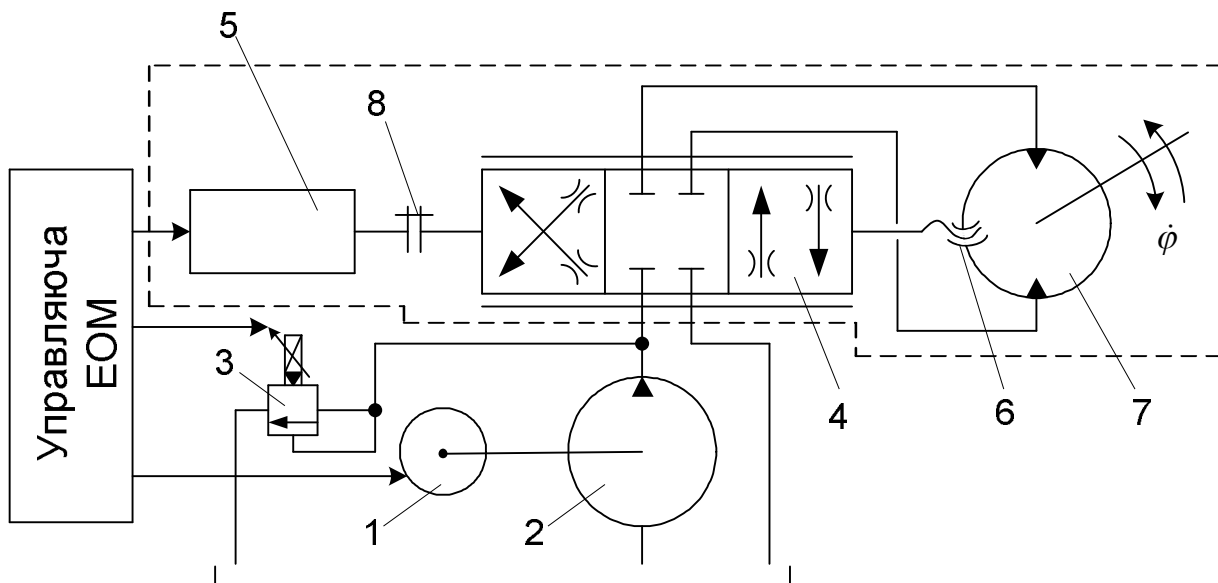
2.5 Крокові гідро(пнеumo)приводи

Значне поширення одержали стандартні крокові гідравлічні та пневматичні слідкувальні приводи лінійного (рис. 2.13) і обертального (рис. 2.14) руху, які керуються від ЕОМ. Виконавчим механізмом системи управління є кроковий електродвигун чи електродвигун постійного струму, а регулятором слідкувального приводу – чотирищільний золотник з нульовим перекриттям. Приводи мають зворотний механічний зв'язок за положенням. У залежності від типу крокового електродвигуна крокові гідроприводи забезпечують різноманітні значення дискети переміщення виконавчого механізму.



1 – електродвигун; 2 – насос; 3 – запобіжний клапан з пропорційним електричним управлінням; 4 – чотирицилінний золотник з нульовим перекриттям; 5 – каретка; 6 – зворотний зв’язок; 7 – кроковий електродвигун; 8 - гідроциліндр

Рисунок 2.13 – Слідкувальний кроковий гідропривід лінійного переміщення



1 – електродвигун; 2 – насос; 3 – запобіжний клапан з пропорційним електричним управлінням; 4 – чотирицилінний золотник з нульовим перекриттям; 5 – кроковий електродвигун; 6 – зворотний зв’язок; 7 – гідро двигун; 8 - муфта

Рисунок 2.14 – Слідкувальний кроковий гідропривід обертальної дії

2.6 Слідкувальні гідроприводи дискретної дії

При подачі до виконавчого механізму приводу для забезпечення відповідної його швидкості за час t витрати Q (рис. 2.15) через виконавчий механізм пройде обсяг рідини $W = Qt$. Якщо цей обсяг розділити на порції і кожен порцію подавати за час Δt протягом циклу T , то тоді швидкість руху виконавчого механізму залишиться колишньою.

Спосіб, що полягає або у зміні величини порцій Q_1 , або в зміні частоти їхнього проходження T , називають імпульсним. При цьому способі управляючий сигнал піддається квантуванню за часом. Для зміни швидкості обертання, наприклад, гідродвигуна, необхідно змінювати один із трьох параметрів імпульсів витрати: амплітуду, ширину чи частоту.

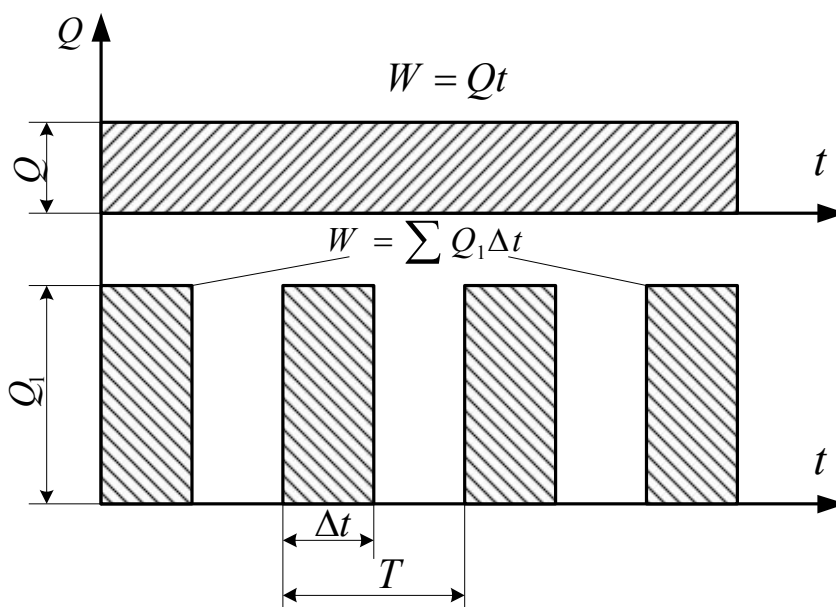
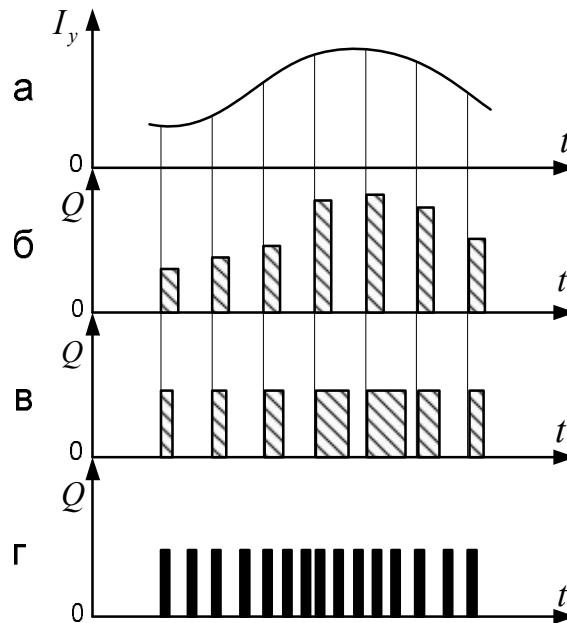


Рисунок 2.15 – Графік переходу від безупинного до імпульсного способу регулювання швидкості руху виконавчого механізму

У залежності від того, який з параметрів обраний як регульований, імпульсне регулювання швидкості може бути з амплітудно-, широтно- і з частотно-імпульсним модуляціями (рис. 2.16). Імпульсне регулювання швидкості руху виконавчого механізму дозволяє використовувати слідкувальний гідропривод дискретної дії для різноманітних вимог технологічного процесу.



*а – управляючий сигнал; б – амплітудно-імпульсне регулювання;
в – широтно-імпульсне регулювання; г – частотно-імпульсне регулювання*

Рисунок 2.16 – Графічне зображення різновидів імпульсного способу регулювання

Якщо квантування обсягу робочої рідини, що надходить до гідродвигуна, виробляється одночасно як за часом, так і за рівнем, то одержують цифрове регулювання швидкості виконавчого механізму приводу (амплітудно-частотне регулювання).

Таким чином, дискретне регулювання швидкості виконавчих механізмів являє собою спосіб, при якому зміна швидкості руху досягається зміною параметрів послідовності прямокутних імпульсів витрати.

Дискретний спосіб регулювання дозволяє більш чітко вирішувати різні технічні задачі. Простота режиму роботи "включене - виключене" дозволяє в принципі використовувати як дискретний підсилювач, або будь-який розподільник з електромагнітним управлінням. Однак таке рішення питання не є доцільним, тому що підсилювач загальпромислового типу інерційний.

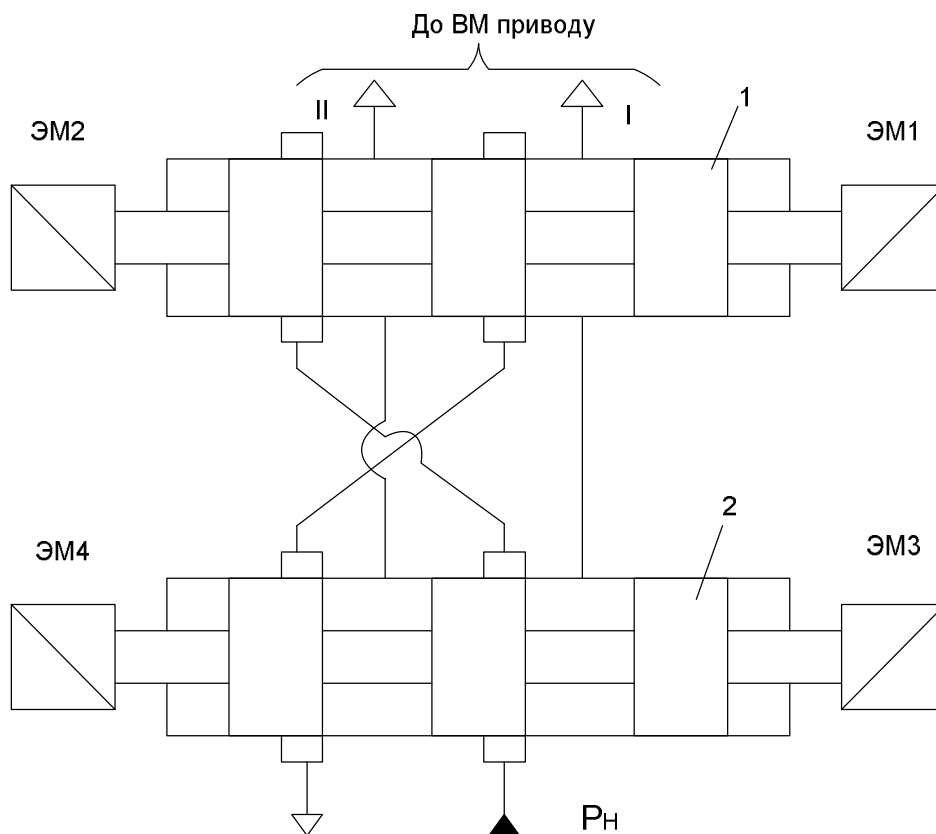
Тому електрогідравлічний дискретний підсилювач повинний відповідати головній вимозі - максимальній швидкодії на переміщенні, достатньому для насичення за витратою.

У порівнянні з аналоговою слідкувальною системою, дискретна набагато простіша і економічна, тому що відсутні такі ланки, як пристрій порівняння, підсилювач і т.д.

Електрогідравлічний дискретний підсилювач можна виконати досить могутнім і тому відпадає необхідність у застосуванні двокаскадних підсилювачів.

Недоліком електрогідравлічних дискретних систем є наявність коливального процесу на виході виконавчого механізму.

Електрогідравлічні дискретні підсилювачі випускаються різних типів і з декількома системами управління. Найпростіший електрогідравлічний дискретний підсилювач (рис. 2.17) складається з двох двопозиційних золотників, один із яких задає рух гідродвигуну уздовж позитивної координати, а іншої - уздовж негативної координати.

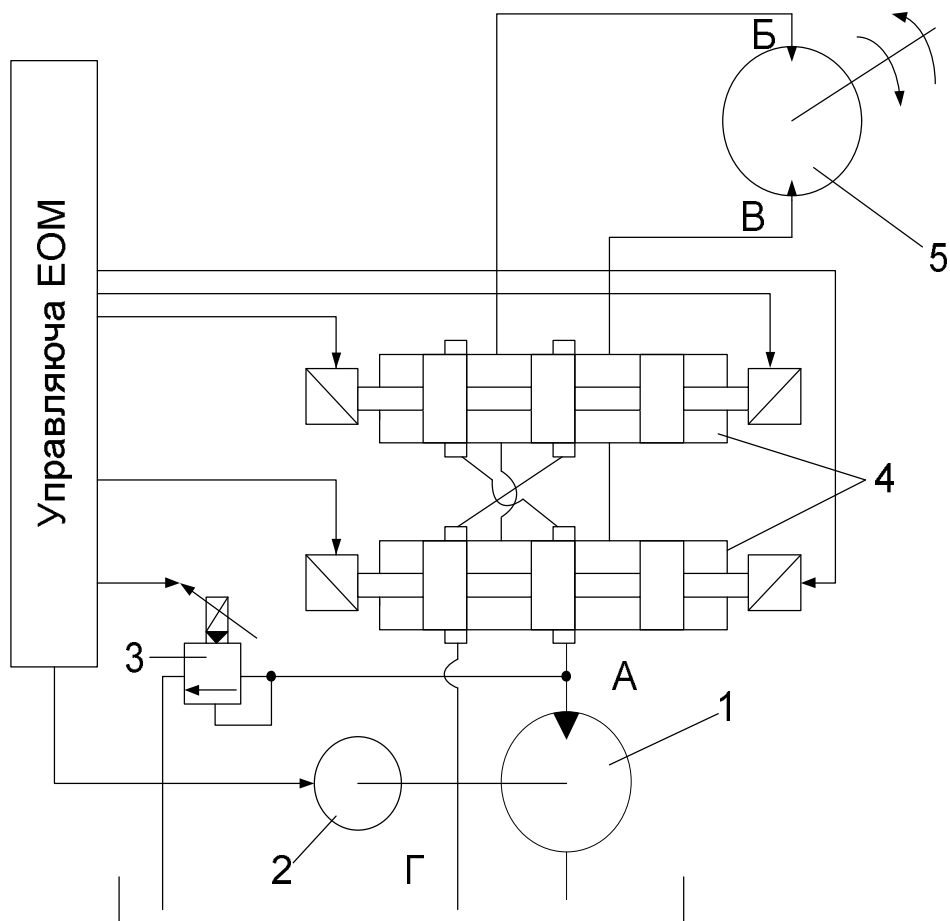


1 – золотник позитивної координати; 2 – золотник негативної координати

Рисунок 2.17 – Схема електрогідравлічного дискретного підсилювача

На рисунку 2.18 зображена схема електрогідравлічного розімкнутого дискретного приводу. Хід кожного золотника достатній (1мм і більш), щоб забезпечити при включенні режим насичення за витратою. Золотники управляються швидкодіючими електромагнітами, що працюють у різко форсованому режимі. У нормальному положенні обидві робочі щілини кожного золотника перекриті. При цьому магістралі, що підводять рідину до виконавчого механізму, замкнені. При подачі від системи управління імпульсу золотник 1 за час 0,001с перекидається в крайнє ліве положення і

відкриває щілини. Напірна магістраль II позитивного напрямку гідродвигуна виявляється підключеною до насоса, а зливальна магістраль I з'єднується з баком. Величина відкриття робочих щілин достатня, щоб одержати режим насичення за витратою. Після подачі від системи управління другого імпульсу золотник 1 повертається за час 0,001с у середнє положення. При зміні знакоуправляючого сигналу працює аналогічно золотник 2 і при цьому магістраль II з'єднується з баком, а магістраль I з насосом, що забезпечить реверс гідродвигуна.

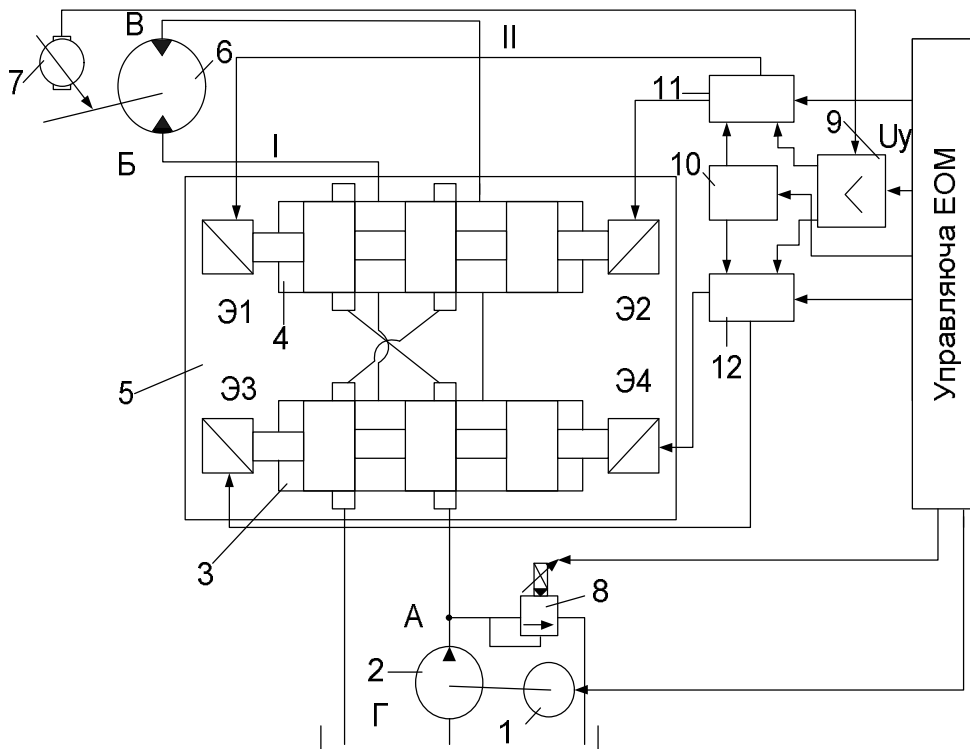


1 – насос; 2 – електродвигун; 3 – запобіжний клапан з пропорційним електричним управлінням; 4 – дискретний підсилювач; 5 – гідродвигун

Рисунок 2.18 – Гідро схема розімкнутого дискретного гідроприводу

Розглянутий вище привід дозволяє здійснити широтно-імпульсне і частотно-імпульсне регулювання при постійному тиску на виході з насоса.

Слідкувальний електрогідравлічний дискретний гідропривід із широтно-імпульсним регулюванням (рис.2.19) має зворотний зв'язок за швидкістю руху.



1 – електродвигун; 2 – насос; 3 і 4 – золотники підсилювача 5;
 6 – виконавчий механізм (гідродвигун чи гідроциліндр);
 7 – тахогенератор; 8 – запобіжний клапан з пропорційним
 електричним управлінням; 9 – підсилювач; 10 – генератор; 11 і
 12 – блоки форсованого переключення електромагнітів

Рисунок 2.19 – Гідросхема слідкувального дискретного гідроприводу з широтно-імпульсним регулюванням

2.7 Синхронні гідроприводи

У металообробних верстатах дуже часто виникає необхідність синхронізації двох і більш переміщень робочих органів; забезпечення синхронних швидкостей і прискорень. Виконати абсолютно синхронний привід практично неможливо. Отже, кожен синхронний привід працює з помилкою, що дорівнює різниці переміщень /положень/, різниці швидкостей і різниці прискорень. Наприклад, синхронний привід за переміщенням (положенням) завжди має помилку δ і умова функціонування такого приводу може бути записана:

$$L_1 = KL_2 \pm \delta ,$$

де L_1 і L_2 - відповідно лінійні чи куту переміщення першого і

другого виконавчих механізмів;

K - коефіцієнт пропорційності: $K = 1$ - якщо шкали переміщень двох виконавчих механізмів однакові; $K < 1$ - якщо шкали переміщень неоднакові.

Якщо взяти першу і другу похідні викладеного вище рівняння, то виявляється, що помилка за швидкістю та помилка за прискоренням дорівнюють 0.

При синхронізації за швидкістю виникає швидкісна помилка ΔV , а помилка за переміщенням δ накопичується протягом циклу. У цьому випадку помилка за прискоренням буде дорівнювати нулю, а помилка за переміщенням накопичується за квадратичною залежністю.

Найбільше поширення одержали синхронні приводи за положенням і за швидкістю. Існує велика різноманітність конструкцій синхронних приводів.

Широко застосовуються синхронні приводи, що забезпечують синхронізацію двох і більш рухів із застосуванням дросельних і об'ємних дільників потоків (рис. 2.20).

Рівняння дросельного дільника потоку:

$$P_1 + \Delta P_1 = P_2 + \Delta P_2 = P_A = P_B,$$

де P_1 і P_2 – відповідно тиски рідини на вході виконавчих механізмів приводу;

ΔP_1 і ΔP_2 - втрати тиску рідини у щілинах дросельного дільника потоку;

P_A і P_B – тиски рідини у порожнинах потенціометрів.

Тоді потік рідини від джерела живлення поділиться на дві рівні частини

$$Q_A = Q_B = \frac{Q_H}{2} = \mu S_A \sqrt{\frac{2}{\rho} P_A} = \mu S_B \sqrt{\frac{2}{\rho} P_B}.$$

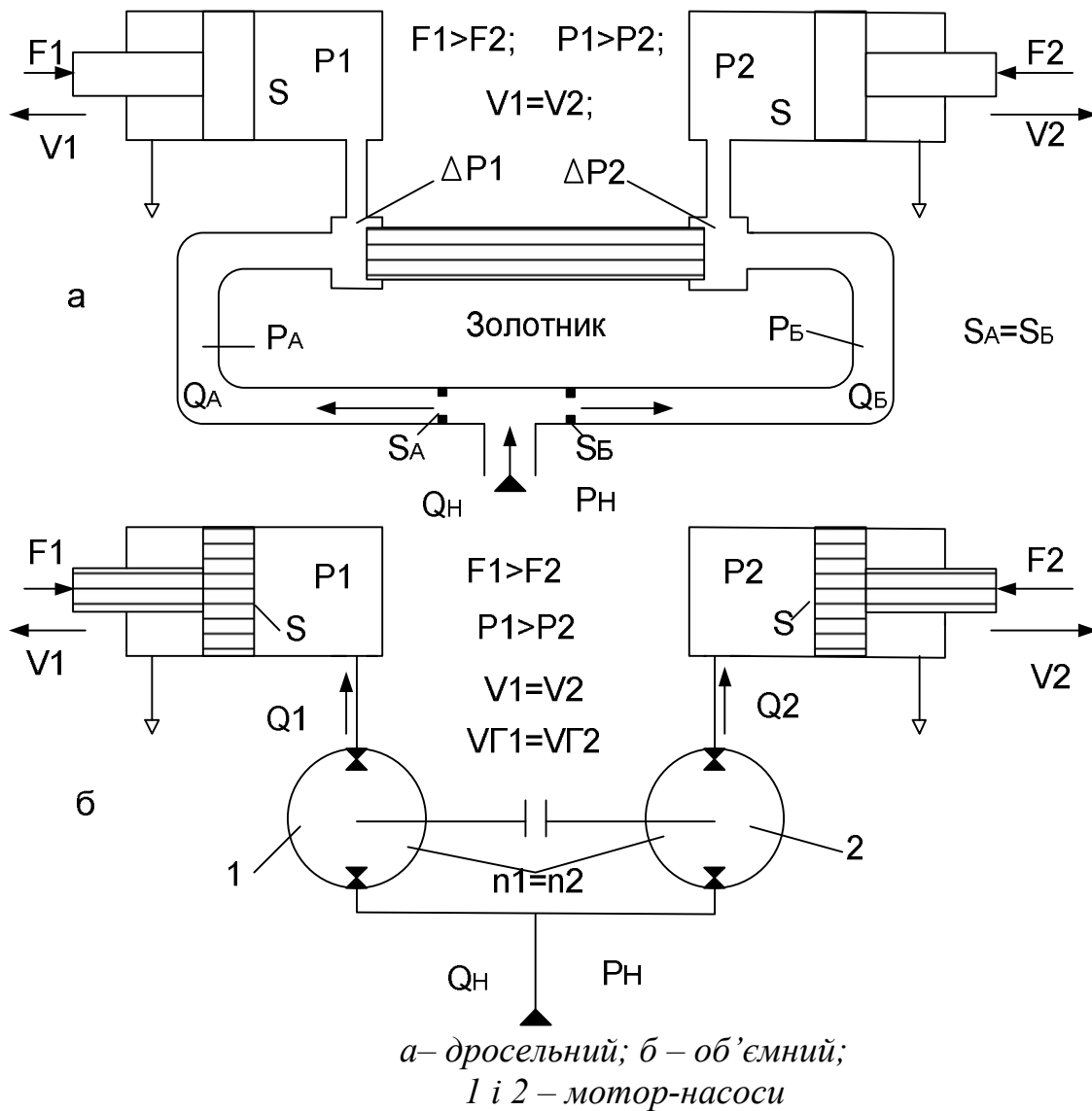
Через мотор-насоси об'ємного дільника потоку пройдуть однакові витрати рідини

$$Q_1 = Q_2 = V_{Г1} \cdot n = V_{Г2} \cdot n,$$

де $V_{Г1}$ і $V_{Г2}$ - робочі об'єми мотор-насосів.

Вали мотор – насосів (рис. 2.20б) з'єднані муфтою, що забезпечує однакову частоту обертання роторів машин 1 і 2. Робочий об'єм машин

теж однакові. Тому через кожен мотор – насос пройде однакова витрата рідини. Звичайно мотор – насоси функціонують у режимах: один – у режимі гідродвигуна, а другий – у режимі насоса. Такі умови працювання мотор – насосів 1 і 2 залежать від статичних опорів а виконавчих механізмів.



Рисунки 2.20 – Гідравлічні дільники потоку

2.8 Контрольні питання

- 1 Із яких умов проектується принципіальні гідросхеми різноманітних слідкувальних приводів з дросельним регулюванням? Область застосування слідкувальних гідроприводів.
- 2 Яка послідовність проектування гідроприводу в сталому режимі?
- 3 Із яких умов вибираються із довідника виконавчий механізм, насос и гідроапаратура приводу?

- 4 Якими залежностями користуються при розрахунку параметрів гідроприводу?
- 5 Як розрахувати і побудувати механічні й швидкісні характеристики гідроприводу?
- 6 Що собою являє статична характеристика гідроприводу та які параметри вона визначає?
- 7 Як одержати залежність статичної характеристики гідроприводу?
- 8 Як здійснюється функціонування крокових приводів лінійного та обертального рухів?
- 9 Які різновиди копіювальних слідкувальних приводів використовуються у металообробному устаткуванні?
- 10 Який принцип дії однокоординатного слідкувального приводу?
- 11 Які конструктивні особливості та принцип дії цифрового гідропневмоприводу?
- 12 Як здійснюється синхронізація руху виконавчих механізмів приводів?
- 13 У чому полягає дискретний спосіб регулювання руху виконавчих механізмів?
- 14 Як функціонує дискретний гідропривід з широтно – імпульсним регулюванням?

2.9 Контрольні завдання

Завдання до контрольної роботи КР2 „Розрахунок параметрів гідроприводу з дросельним регулюванням швидкості руху” (див. Табл. 2.1) складається із 30 варіантів. Варіант вибирається відповідно до порядкового номера списку студентів у журналі академічної групи.

У завданнях використовуються наступні параметри:

η_0^H і $\eta_0^Г$ - відповідно об'ємні ККД насоса і гідродвигуна,

$$\eta_0^H = 0.9, \eta_0^Г = 0.93;$$

$\eta_M^H, \eta_M^Г, \eta_M^Ц$ - відповідно механічні ККД насоса, гідродвигуна і

гідроциліндра, $\eta_M^H = 0.91, \eta_M^Г = 0.94, \eta_M^Ц = 0.95;$

μ_d - коефіцієнт витрати дроселя, $\mu_d = 0,86;$

ρ - густина рідини, $\rho = 900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$

D, d і d_0 - відповідно діаметри поршня і штоків, м;

S_B і S_V – ефективні площі гідроциліндра, $\text{м}^2;$

S_d – площа прохідного отвору (щілини) дроселя, $\text{м}^2;$

$\Delta P_{AB}, \Delta P_{BG}, \Delta P_{AK}, \Delta P_{MB}, \Delta P_{BK}$ - втрати тиску на окремих ділянках трубопроводу, $\text{МПа};$

ΔP_d - втрати тиску рідини на дроселі, МПа;

P_A, P_B і P_B – значення тиску і відповідних вузлів гідросистеми приводу, МПа;

M_H і M_G – крутні моменти відповідно на валу насоса і гідродвигуна, Нм;

V_H і V_G – робочі об'єми відповідно насоса та гідродвигуна, $\text{м}^3/\text{об}$;

n_H і n_G – відповідно частота обертання валів насоса та гідродвигуна, $\text{об}/\text{с}$, $n_H=25 \text{ об}/\text{с}$;

F – значення статичного опору, кН;

V – швидкість руху штока гідроциліндра, $\text{м}/\text{с}$;

$Q_A, Q_B, Q_B,$ і Q_d – витрати рідини у відповідних вузлах гідросистеми і на виході із дроселя, $\text{м}^3/\text{с}$;

N_H – потужність на валі насоса, кВт.

Таблиця 2.1 – Варіанти контрольних завдань

Номер у списку групи	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номер рисунка	2.21	2.22	2.23	2.24	2.25	2.26	2.21	2.22	2.23	2.24
Номер варіанта	1.1	2.1	3.1	4.1	5.1	6.1	1.2	2.2	3.2	4.2

Продовження таблиці 2.1

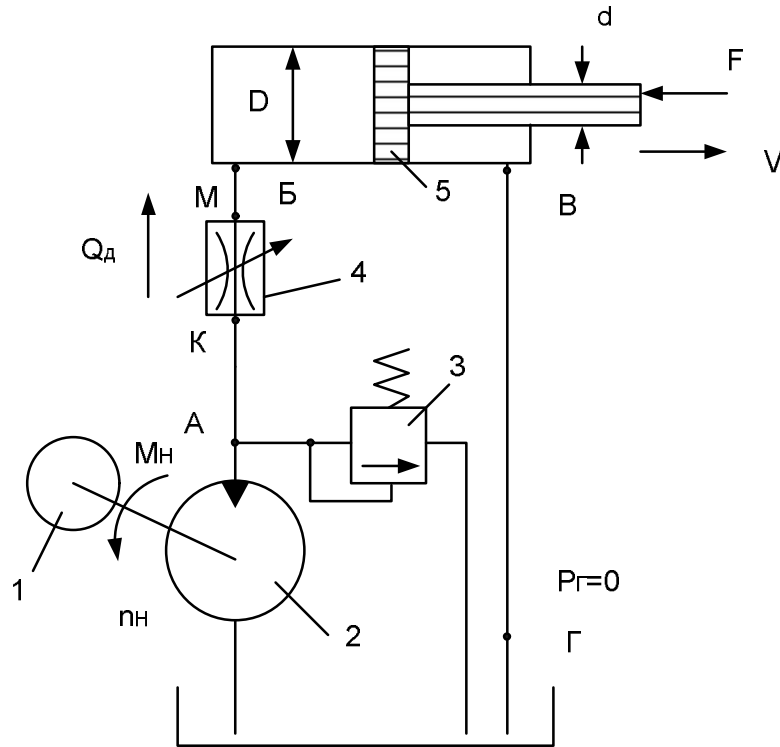
Номер у списку групи	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Номер рисунка	2.25	2.26	2.21	2.22	2.23	2.24	2.25	2.26	2.21	2.22
Номер варіанта	5.2	6.2	1.3	2.3	3.3	4.3	5.3	6.3	1.4	2.4

Продовження таблиці 2.1

Номер у списку групи	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Номер рисунка	2.23	2.24	2.25	2.26	2.21	2.22	2.23	2.24	2.25	2.26
Номер варіанта	3.4	4.4	5.4	6.4	1.5	2.5	3.5	4.5	5.5	6.5

Нижче розглядаються змісти варіантів завдань, а саме:

1 Розрахувати параметри гідроприводу (рис. 2.21).

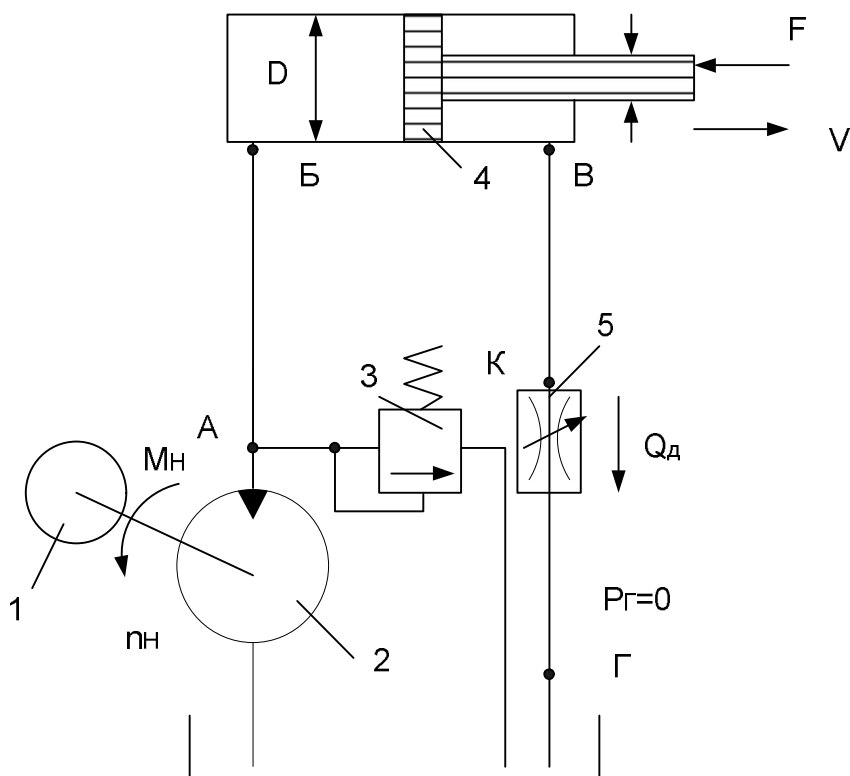


Номер варіанта	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5
Задано	$d = 0,016$ $D = 0,032$ $S_d = 0,7 \cdot 10^{-4}$ $\Delta P_{БГ} = 0,3$ $\Delta P_{МБ} = 0,2$ $\Delta P_{АК} = 0,3$ $M_H = 74$ $V_H = 0,25 \cdot 10$ $F = 12,2$	$d = 0,018$ $D = 0,036$ $\Delta P_{БГ} = 0,4$ $\Delta P_{МБ} = 0,25$ $\Delta P_{АК} = 0,35$ $V_H = 0,3 \cdot 10$ $F = 15,4$ $P_A = 17,2$ $\nu = 0,65$	$d = 0,02$ $D = 0,04$ $S_d = 1,1 \cdot 10^{-4}$ $\Delta P_{БГ} = 0,5$ $\Delta P_{МБ} = 0,3$ $\Delta P_{АК} = 0,4$ $M_H = 107$ $V_H = 0,35 \cdot 10$ $F = 19$	$d = 0,022$ $D = 0,045$ $\Delta P_{БГ} = 0,55$ $\Delta P_{МБ} = 0,35$ $\Delta P_{АК} = 0,45$ $V_H = 0,4 \cdot 10$ $F = 24,1$ $P_A = 17,4$ $\nu = 0,55$	$d = 0,025$ $D = 0,05$ $S_d = 1,5 \cdot 10^{-4}$ $\Delta P_{БГ} = 0,6$ $\Delta P_{МБ} = 0,4$ $\Delta P_{АК} = 0,5$ $M_H = 140$ $V_H = 0,45 \cdot 10$ $F = 29,8$
Розрахувати	$S_B; S_{B'}; K_S; \Delta P_{БГ};$ $Q_d; Q_A; Q_B; Q_{БГ};$ $\nu; P_A; P_B; P_{БГ};$ $N_H.$	$S_B; S_{B'}; K_S;$ $\Delta P_d; Q_d; Q_A;$ $Q_B; Q_{БГ}; S_d;$ $M_H; P_B; P_{БГ};$ $N_H.$	$S_B; S_{B'}; K_S; \Delta P_{БГ};$ $Q_d; Q_A; Q_B; Q_{БГ};$ $\nu; P_A; P_B; P_{БГ};$ $N_H.$	$S_B; S_{B'}; K_S;$ $\Delta P_d; Q_d; Q_A;$ $Q_B; Q_{БГ}; S_d;$ $M_H; P_B; P_{БГ};$ $N_H.$	$S_B; S_{B'}; K_S;$ $\Delta P_d; Q_d; Q_A;$ $Q_B; Q_{БГ}; \nu;$ $P_A; P_B; P_{БГ};$ $N_H.$

1 – електродвигун; 2 – насос; 3 – запобіжний клапан;
 4 – дросель; 5 – гідроциліндр

Рисунок 2.21 – Гідросхема приводу і варіанти завдань 1.1...1.5

2 Розрахувати параметри гідроприводу (рис. 2.22).

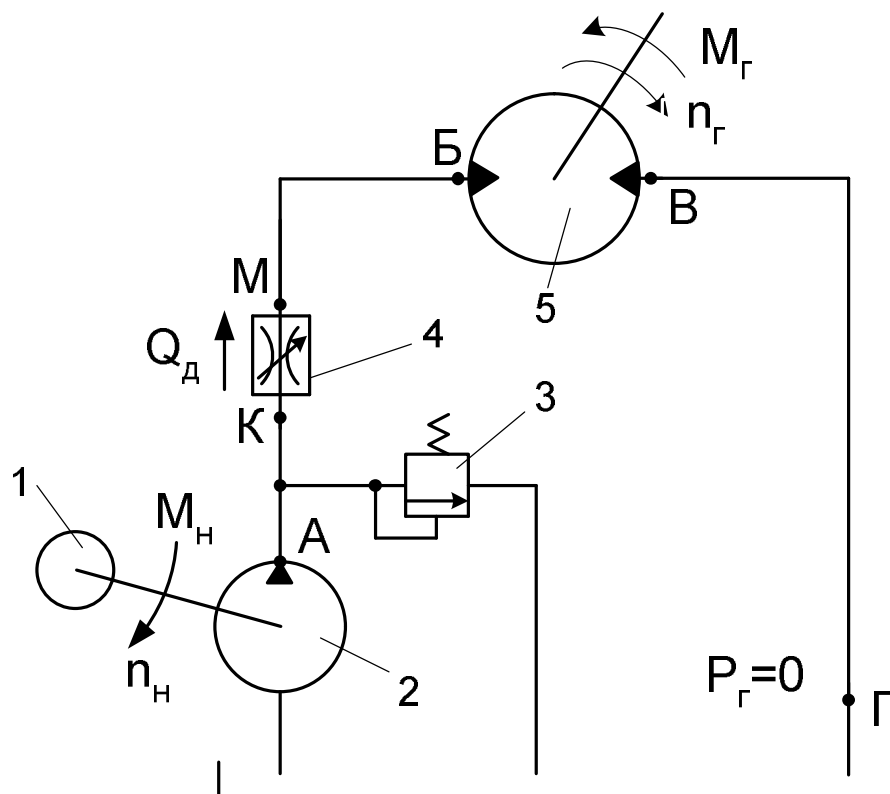


Номер вариант а	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5
Задано	$d = 0.016$ $D = 0.032$ $\Delta P_{AB} = 0,7$ $\Delta P_{BK} = 0,3$ $P_A = 17$ $\nu = 0,7$ $\Delta P_{AK} = 0,3$ $V_H = 0,25 \cdot 10^{-4}$ $F = 12,2$	$d = 0.018$ $D = 0.036$ $\Delta P_{BK} = 0,4$ $\Delta P_{AB} = 0,75$ $P_B = 16,6$ $Q_d = 4,6 \cdot 10^{-4}$ $V_H = 0,3 \cdot 10^{-4}$ $F = 15,4$	$d = 0.02$ $D = 0.04$ $\Delta P_{BK} = 0,5$ $\Delta P_{AB} = 0,8$ $P_A = 17,4$ $\nu = 0,6$ $V_H = 0,35 \cdot 10^{-4}$ $F = 19$	$d = 0.022$ $D = 0.045$ $\Delta P_{BK} = 0,55$ $\Delta P_{AB} = 0,85$ $P_B = 16,8$ $Q_d = 6,1 \cdot 10^{-4}$ $V_H = 0,4 \cdot 10^{-4}$ $F = 24,1$	$d = 0.025$ $D = 0.05$ $\Delta P_{BK} = 0,6$ $\Delta P_{AB} = 0,9$ $P_A = 17,8$ $\nu = 0,5$ $V_H = 0,45 \cdot 10^{-4}$ $F = 29,8$
Розраху- вати	$S_B; S_B; K_S; \Delta P_d;$ $Q_d; Q_A; Q_B; Q_B;$ $N_H; M_H; S_d.$	$S_B; S_B; K_S;$ $\Delta P_d; Q_A; Q_B;$ $Q_B; \nu; P_A;$ $M_H; N_H; S_d.$	$S_B; S_B; K_S; \Delta P_d;$ $Q_d; Q_A; Q_B; Q_B;$ $N_H; M_H; S_d.$	$S_B; S_B; K_S; \Delta P_d$ $Q_A; Q_B; Q_B;$ $\nu; P_A;$ $M_H; N_H; S_d.$	$S_B; S_B; K_S; \Delta P_d;$ $Q_d; Q_A; Q_B; Q_B;$ $N_H; M_H; S_d.$

1 – електродвигун; 2 – насос; 3 – запобіжний клапан;
4 – гідроциліндр; 5 – дросель

Рисунок 2.22 – Гідросхема приводу і варіанти завдань 2.1...2.5

3 Розрахувати параметри гідроприводу (рис.2.23).

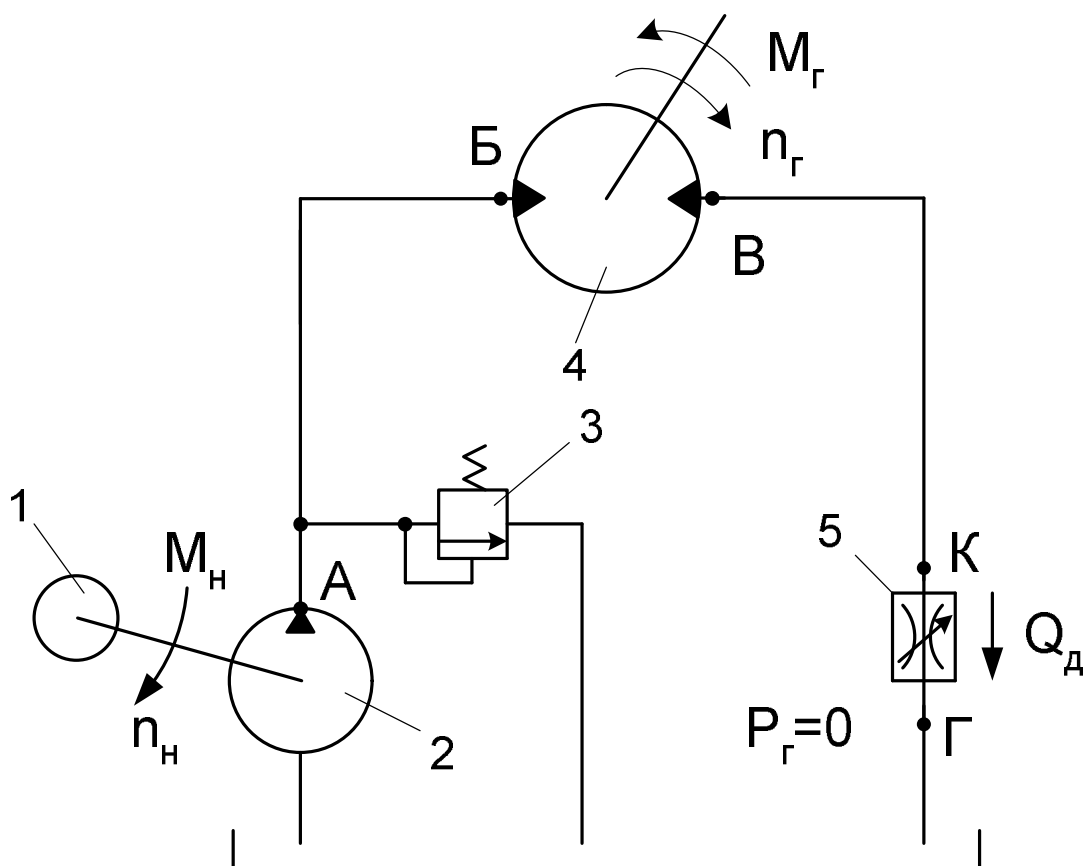


Номер варіанта	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5
Задано	$S_d = 0,4 \cdot 10^{-4}$ $\Delta P_{БГ} = 0,3$ $\Delta P_{МБ} = 0,4$ $\Delta P_{АК} = 0,5$ $M_H = 34,5$ $V_H = 0,12 \cdot 10^{-4}$ $V_\Gamma = 0,1 \cdot 10^{-4}$ $M_\Gamma = 22$	$\Delta P_d = 0,25$ $n_\Gamma = 22$ $M_\Gamma = 35$ $\Delta P_{БГ} = 0,35$ $P_A = 16,6$ $\Delta P_{АК} = 0,55$ $\Delta P_{МБ} = 0,4$ $V_H = 0,17 \cdot 10^{-4}$	$M_\Gamma = 54,5$ $n_\Gamma = 20$ $V_\Gamma = 0,25 \cdot 10^{-4}$ $V_H = 0,24 \cdot 10^{-4}$ $\Delta P_{МБ} = 0,45$ $\Delta P_{АК} = 0,6$ $\Delta P_{БГ} = 0,4$ $M_H = 70$	$\Delta P_{БГ} = 0,45$ $\Delta P_{МБ} = 0,45$ $\Delta P_{АК} = 0,65$ $S_d = 0,9 \cdot 10^{-4}$ $M_H = 103$ $V_H = 0,35 \cdot 10^{-4}$ $V_\Gamma = 0,4 \cdot 10^{-4}$ $M_\Gamma = 87$	$M_\Gamma = 136$ $n_\Gamma = 16$ $\Delta P_d = 0,25$ $P_A = 16,95$ $\Delta P_{БГ} = 0,5$ $\Delta P_{АК} = 0,7$ $\Delta P_{МБ} = 0,5$ $V_H = 0,48 \cdot 10^{-4}$
Розрахувати	$\Delta P_d; n_\Gamma;$ $Q_B; Q_B;$ $Q_d; Q_A;$ N_H	$P_B; V_\Gamma;$ $Q_B; Q_A;$ $Q_B; S_d;$ $M_H; N_H$	$P_A; Q_d;$ $Q_A; Q_B;$ $Q_B; S_d;$ N_H	$Q_d; Q_B;$ $\Delta P_d; n_\Gamma;$ $Q_B; Q_A;$ $\Delta P_d; n_\Gamma;$ N_H	$Q_B; Q_A;$ $Q_B; P_B;$ $V_\Gamma; S_d;$ $M_H; N_H$

1 – електродвигун; 2 – насос; 3 – запобіжний клапан;
 4 – дросель; 5 - гідродвигун

Рисунок 2.23 – Гідросхема приводу і варіанти завдань 3.1...3.5

4 Розрахувати параметри гідроприводу (рис. 2.24).

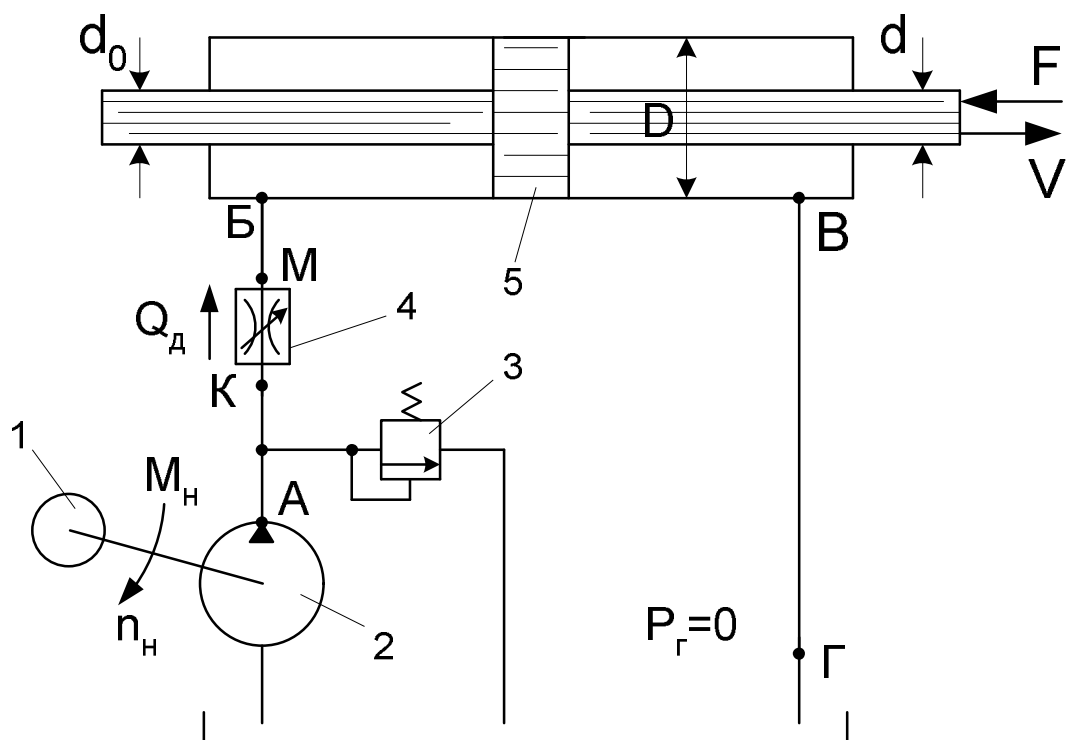


Номер варіанта	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5
Задано	$Q_d = 2,4 \cdot 10^{-4}$ $M_r = 22$ $P_B = 15,5$ $\Delta P_{BK} = 0,3$ $\Delta P_{AB} = 1,1$ $V_H = 0,12 \cdot 10^{-4}$ $V_r = 0,1 \cdot 10^{-4}$	$\Delta P_d = 0,25$ $P_B = 15,6$ $M_r = 35$ $V_r = 0,16 \cdot 10^{-4}$ $M_H = 49,5$ $V_H = 0,17 \cdot 10^{-4}$ $n_r = 22$	$P_A = 15,65$ $M_r = 54,5$ $n_r = 20$ $V_H = 0,24 \cdot 10^{-4}$ $V_r = 0,25 \cdot 10^{-4}$ $\Delta P_{AB} = 1,3$ $\Delta P_{BK} = 0,4$	$M_r = 87$ $P_B = 15,7$ $Q_d = 7,2 \cdot 10^{-4}$ $\Delta P_{BK} = 0,45$ $\Delta P_{AB} = 1,35$ $V_H = 0,35 \cdot 10^{-4}$ $V_r = 0,4 \cdot 10^{-4}$	$M_r = 136$ $P_B = 15,8$ $\Delta P_d = 0,25$ $V_r = 0,63 \cdot 10^{-4}$ $M_H = 144$ $V_H = 0,48 \cdot 10^{-4}$ $n_r = 16$
Розрахувати	$P_B; \Delta P_d; S_d;$ $P_A; Q_A; Q_B;$ $n_r; M_H;$ $N_H; Q_B$	$Q_A; Q_B; Q_B;$ $Q_d; \Delta P_{BK}; P_A;$ $\Delta P_{AB}; S_d; N_H$	$\Delta P_d; S_d;$ $Q_d; Q_A;$ $Q_B; Q_B;$ $M_H; N_H$	$Q_A; Q_B; Q_B;$ $P_B; \Delta P_d; P_A;$ $n_r; M_H;$ N_H	$\Delta P_{BK}; P_A;$ $Q_A; Q_B; Q_B;$ $Q_d; \Delta P_{AB}; S_d;$ N_H

1 – електродвигун; 2 – насос; 3 – запобіжний клапан;
 4 – гідродвигун; 5 - дросель

Рисунок 2.24 – Гідросхема приводу і варіанти завдань 4.1...4.5

5 Розрахувати параметри гідроприводу (рис. 2.25).

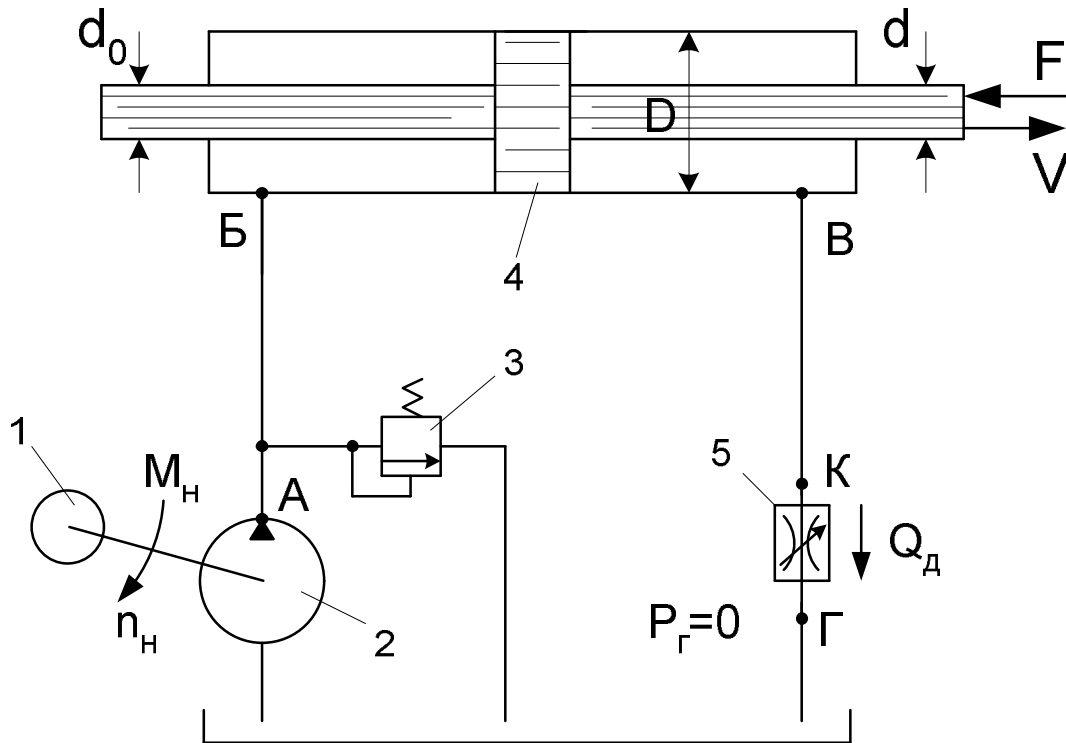


Номер варіанта	5.1	5.2	5.3	5.4	5.5
Задано	$d_0 = 0,01$ $d = 0,014$ $D = 0,04$ $S_d = 0,85 \cdot 10^{-4}$ $\Delta P_{БГ} = 0,2$ $\Delta P_{МБ} = 0,3$ $\Delta P_{АК} = 0,35$ $M_H = 53$ $V_H = 0,37 \cdot 10^{-4}$ $F = 7,9$	$d_0 = 0,01$ $d = 0,016$ $D = 0,05$ $\Delta P_{БГ} = 0,3$ $\Delta P_{МБ} = 0,4$ $\Delta P_{АК} = 0,4$ $P_A = 8,4$ $F = 12$ $V = 0,65$ $V_H = 0,55 \cdot 10^{-4}$	$d_0 = 0,01$ $d = 0,02$ $D = 0,06$ $\Delta P_{БГ} = 0,4$ $\Delta P_{МБ} = 0,5$ $\Delta P_{АК} = 0,45$ $F = 17,5$ $S_d = 1,7 \cdot 10^{-4}$ $M_H = 110$ $V_H = 0,74 \cdot 10^{-4}$	$d_0 = 0,015$ $d = 0,032$ $D = 0,07$ $V = 0,55$ $\Delta P_{БГ} = 0,45$ $P_A = 8,8$ $\Delta P_{МБ} = 0,55$ $\Delta P_{АК} = 0,5$ $F = 22,4$ $V_H = 0,89 \cdot 10^{-4}$	$d_0 = 0,016$ $d = 0,036$ $D = 0,08$ $F = 32$ $M_H = 175$ $V_H = 1,1 \cdot 10^{-4}$ $\Delta P_{АК} = 0,55$ $\Delta P_{МБ} = 0,6$ $\Delta P_{БГ} = 0,5$ $S_d = 2,5 \cdot 10^{-4}$
Розрахувати	$S_B; S_B; K_S;$ $Q_d; Q_A; Q_B;$ $Q_B; \Delta P_d; V;$ $P_A; P_B; P_B;$ N_H	$S_B; S_B; K_S;$ $P_B; P_B; \Delta P_d;$ $Q_d; Q_A; Q_B;$ $Q_B; S_d;$ $M_H; N_H$	$S_B; S_B; K_S;$ $Q_d; Q_B; Q_A;$ $Q_B; V; P_A;$ $P_B; P_B; \Delta P_d;$ N_H	$S_B; S_B; K_S;$ $P_B; P_B; \Delta P_d;$ $Q_d; Q_A; Q_B;$ $Q_B; S_d;$ $M_H; N_H$	$S_B; S_B; K_S;$ $Q_d; Q_A; Q_B; Q_B;$ $V; P_A; P_B; P_B;$ N_H

1 – електродвигун; 2 – насос; 3 – запобіжний клапан;
4 – дросель; 5 - гідроциліндр

Рисунок 2.25 – Гідросхема приводу і варіанти завдань 5.1...5.5

6 Розрахувати параметри гідроприводу (рис 2.26).



Номер варіанта	6.1	6.2	6.3	6.4	6.5
Задано	$d_0 = 0,01$ $d = 0,014$ $D = 0,04$ $F = 7,9$ $V = 0,7$ $V_H = 0,37 \cdot 10^{-4}$ $\Delta P_{AB} = 0,9$ $\Delta P_{BK} = 0,2$	$d_0 = 0,01$ $d = 0,016$ $D = 0,05$ $Q_D = 11,4 \cdot 10^{-4}$ $F = 12$ $P_B = 7,4$ $\Delta P_{BK} = 0,3$ $\Delta P_{AB} = 1$ $V_H = 0,55 \cdot 10^{-4}$	$d_0 = 0,01$ $d = 0,02$ $D = 0,06$ $V = 0,6$ $P_A = 8,6$ $F = 17,5$ $V_H = 0,74 \cdot 10^{-4}$ $\Delta P_{AB} = 1$ $\Delta P_{BK} = 0,4$	$d_0 = 0,015$ $d = 0,032$ $D = 0,07$ $F = 22,4$ $P_B = 8,5$ $Q_D = 16,7 \cdot 10^{-4}$ $\Delta P_{BK} = 0,45$ $\Delta P_{AB} = 1,05$ $V_H = 0,89 \cdot 10^{-4}$	$d_0 = 0,016$ $d = 0,036$ $D = 0,08$ $P_A = 9$ $\Delta P_{AB} = 1,2$ $\Delta P_{AK} = 0,5$ $V = 0,5$ $V_H = 1,1 \cdot 10^{-4}$ $F = 32$
Розрахувати	$S_B; S_B; K_S;$ $\Delta P_D; S_D;$ $Q_D; Q_A; Q_B; Q_B;$ $M_H; N_H$	$S_B; S_B; K_S;$ $Q_A; Q_B; Q_B;$ $S_D; V; P_A;$ $M_H; N_H$	$S_B; S_B; K_S;$ $Q_D; Q_A; Q_B; Q_B;$ $\Delta P_D; S_D;$ $M_H; N_H$	$S_B; S_B; K_S;$ $\Delta P_D; S_D; P_A;$ $Q_A; Q_B; Q_B;$ $M_H; N_H$	$S_B; S_B; K_S;$ $Q_D; Q_A; Q_B; Q_B;$ $\Delta P_D; S_D;$ $M_H; N_H$

1 – електродвигун; 2 – насос; 3 – запобіжний клапан;
 4 – гідроциліндр; 5 - дросель

Рисунок 2.26 – Гідросхема приводу і варіанти завдань 6.1...6.5

3 ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ СЛІДКУВАЛЬНИХ ГІДРОПРИВОДІВ З ОБ'ЄМНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ШВИДКОСТІ РУХУ

Особливості конструкції і принцип дії гідростатичного приводу з об'ємним регулюванням швидкості руху. Класифікація, технічні характеристики і область застосування різноманітних гідроприводів зворотно-поступальної дії, поворотної і обертальної дії. Слідкувальні гідроприводи і їх зворотні зв'язки. Методика вибору елементів приводу і розрахунків утрат тиску і рідини у нагнітальній і зливальній лініях приводу. Визначення механічних і швидкісних характеристик, а також енергетичних показників слідкувального гідроприводу.

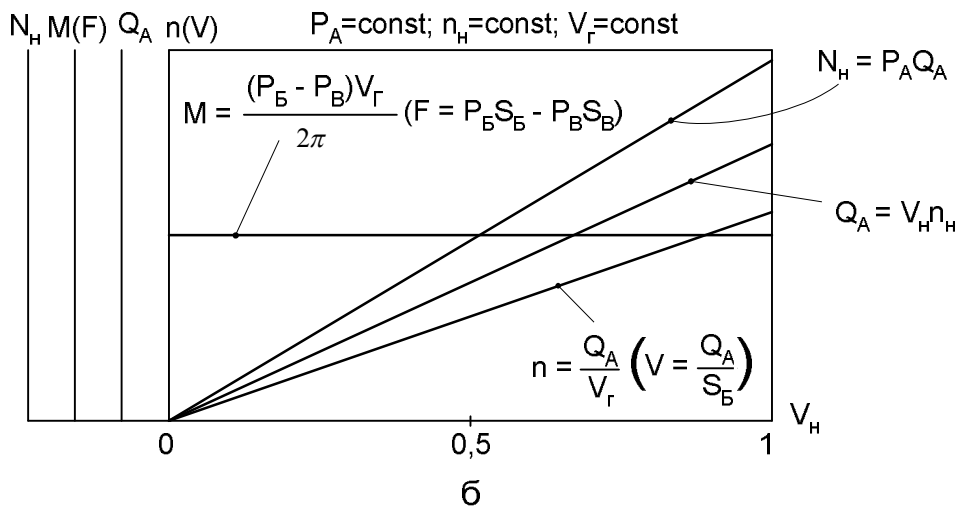
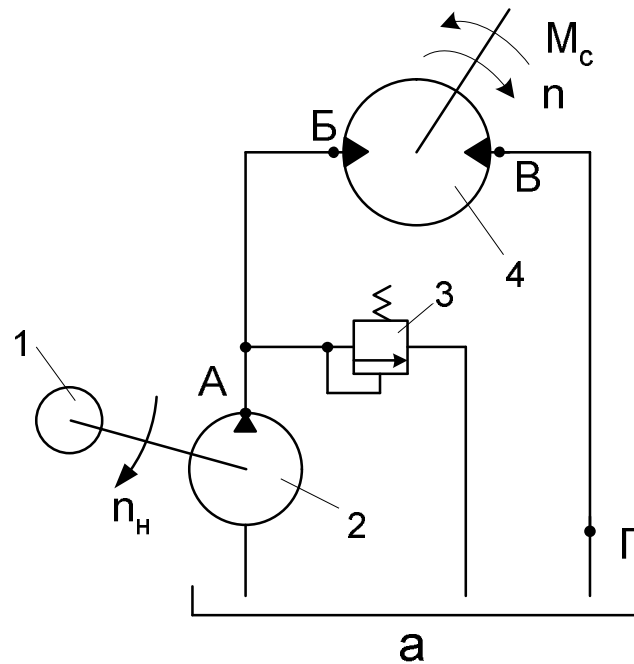
Стандартні комплектні електрогідрравлічні приводи поворотної і обертальної дії зі зворотним зв'язком за швидкістю, область застосування, конструктивні схеми, технічні характеристики.

Зміст модуля викладений у літературі [13, с.433-460; 15, с.131-133; 16, с.168-169; 17, с.131-132].

Безступінчате регулювання швидкості руху виконавчого механізму приводу здійснюється за умовами зміни значень робочого об'єму гідромашин. Приводи бувають низькомоментні (швидкообертальні) і високомоментні (низькообертальні). У низькомоментних приводів робочі об'єми насоса і гідродвигуна однакові (або їх значення близькі), а у високомоментних робочий об'єм гідродвигуна у K раз більший з порівнянням робочого об'єму насоса. Це дає змогу збільшити крутний момент на гідродвигуні у K раз і здійснити безредукторний привід обладнання. Приводи виконують з відкритою системою циркуляції робочої рідини і з замкнутою системою циркуляції. При відкритій системі циркуляції рідина усмоктується насосом зі бака і нагнітається у виконавчий механізм, а із нього повертається знову до бака. При такій системі циркуляції температурний режим не перевищує $+55^{\circ}\text{C}$ і тому застосовуються мастила малої вартості на нафтяній основі, але система потребує бак з великим об'ємом (його об'єм дорівнюється трьоххвилинної продуктивності насоса). Розглянута система циркуляції застосовується у стаціонарному обладнанні. При замкнутій системі циркуляції рідина із виконавчого механізму приводу повертається знов на вхід насоса, а для компенсації утрат втечек рідини через капілярні щілини елементів приводу застосовується поповнюючий бак, який має невеликий об'єм (до 12 літрів). Температурний режим досягає $+95^{\circ}\text{C}$ і тому в приводі використовуються різноманітні суміші на глицериновій основі, які мають більшу вартість. Габарити і вага таких приводів менші ніж приводів з відкритою системою циркуляції, тому вони застосовуються частіше для транспортного обладнання.

У залежності від того, яка із гідромашин регулюється, гідроприводи бувають:

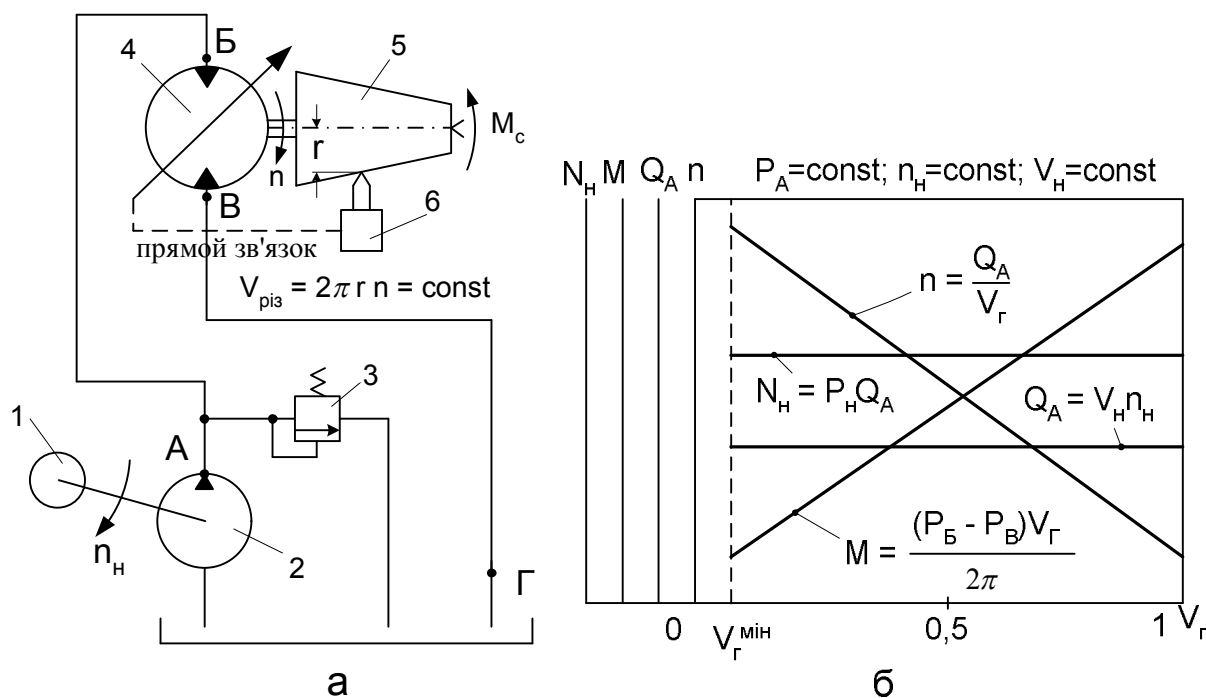
1 Гідроприводи з регульованим робочим об'ємом насоса і нерегульованим робочим об'ємом виконавчого механізму (рис. 3.1). Приводи широко застосовуються у машинобудуванні тому, що вони забезпечують постійне значення зусилля (крутного моменту) на виконавчому механізмі; відповідні швидкості руху втрати потужності; великий діапазон безступінчатого регулювання швидкості руху; реверс виконавчого механізму робочим об'ємом насоса без застосування реверсивного розподільника. Приводи забезпечують першу зону безступінчатого регулювання швидкості руху.



а – структурна схема приводу; *б* – ідеальні технічні характеристики;
 1 – електродвигун; 2 – насос з регульованим робочим об'ємом;
 3 – запобіжний клапан; 4 – виконавчий механізм з нерегульованим робочим об'ємом

Рисунок 3.1 – Технічні характеристики гідроприводу

2 Гідроприводи з нерегульованим робочим об'ємом насоса і із регульованим робочим об'ємом гідродвигуна (рис. 3.2). Гідроприводи забезпечують виконання технологічного процесу при постійній потужності насоса. Тому приводи використовуються у токарних, лоботокарних і расточних верстатах та іншому обладнанні, де вони автоматично забезпечують постійну швидкість різу. Гідродвигун може мати значну швидкість обертання, яка небезпечна для безаварійної роботи приводу. Ця обставина потребує механічної фіксації мінімально допустимого значення робочого об'єму гідродвигуна $V_{\Gamma}^{\text{мін}}$. Приводи забезпечують другу зону безступінчатого регулювання швидкості руху.



а – структурна схема приводу; б – ідеальні технічні характеристики; 1 – електродвигун; 2 – насос з нерегульованим робочим об'ємом; 3 – запобіжний клапан; 4 – гідродвигун з регульованим робочим об'ємом; 5 – деталь; 6 – супорт верстата

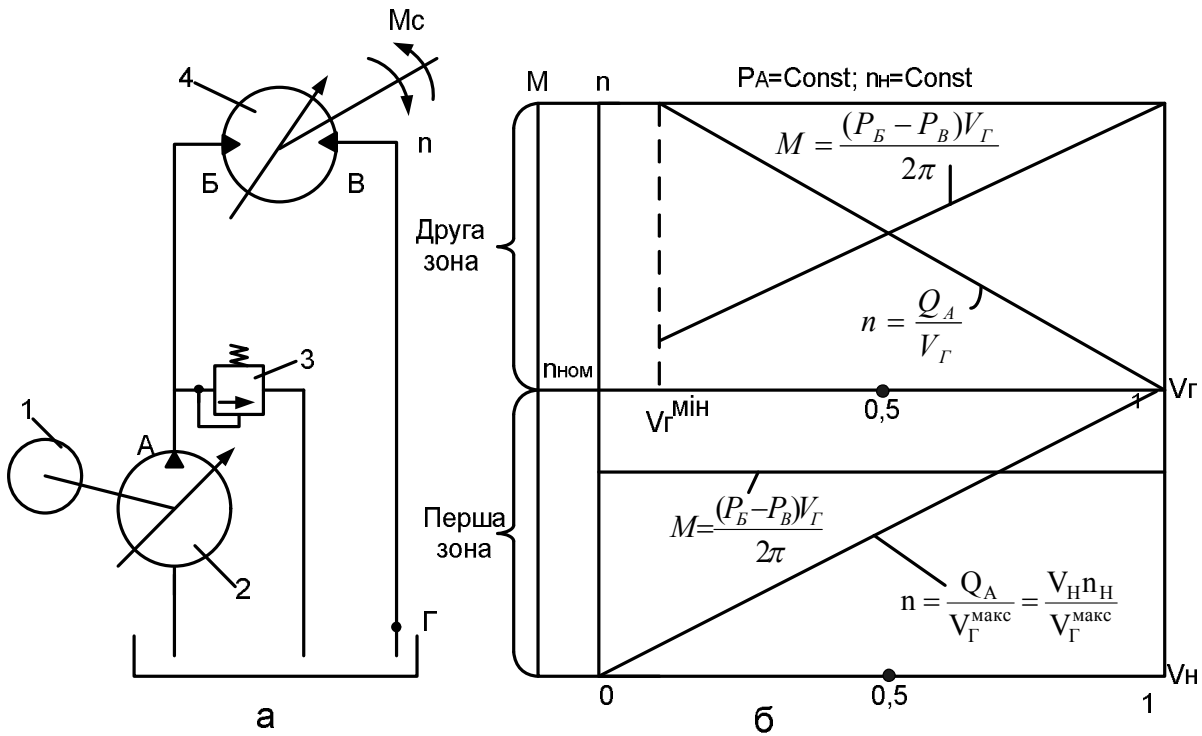
Рисунок 3.2 – Технічні характеристики гідроприводу

3 Гідроприводи з регульованими робочими об'ємами насоса і гідродвигуна (рисунок 3.3).

Ці приводи забезпечують двозонне регулювання швидкості руху при виконанні наступних умов:

- перша зона – при $V_{\Gamma}^{\text{макс}} = \text{const}$, а $V_H \neq \text{const}$ ($0 \leq V_H \leq V_H^{\text{макс}}$);
- друга зона – при $V_H^{\text{макс}} = \text{const}$, а $V_{\Gamma} \neq \text{const}$ ($V_{\Gamma}^{\text{мін}} \leq V_{\Gamma} \leq V_{\Gamma}^{\text{макс}}$).

Гідроприводи використовуються при необхідності забезпечення глибокого діапазону безступінчатого регулювання швидкості руху.



а – структурна схема приводу; б – ідеальні технічні характеристики;

*1 – електродвигун; 2 – насос з регульованим робочим об'ємом;
3 – запобіжний клапан; 4 – гідродвигун з регульованим робочим об'ємом*

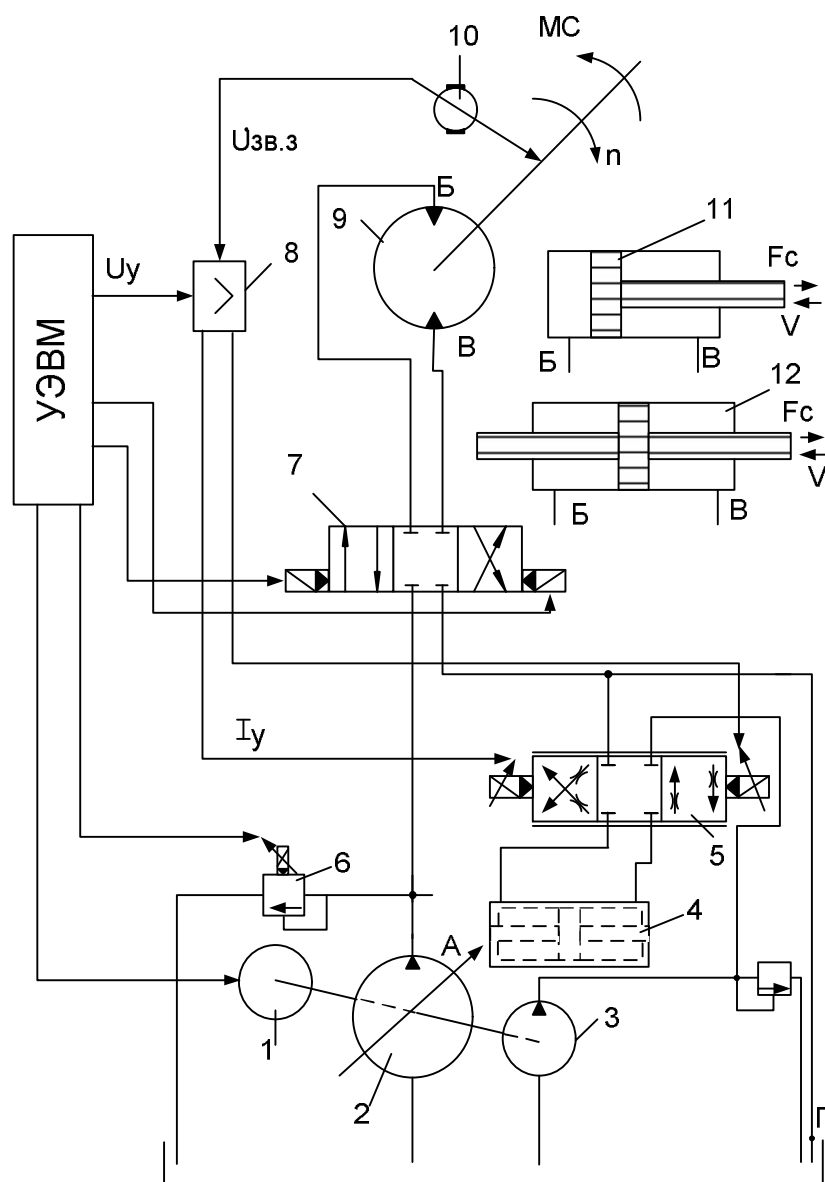
Рисунок 3.3 – Технічні характеристики гідроприводу

3.1 Комплектування слідкувальних гідроприводів

У гідроприводах з об'ємним регулюванням швидкості руху основним регулятором є насос з регульованим робочим об'ємом або гідродвигун з регульованим робочим об'ємом, які змінюють робочий об'єм за рахунок ексцентриситету, або кута нахилу шайби (див. підрозділи 1.1 і 1.2). Ексцентриситет (кут нахилу шайби) змінюється за допомогою гідромеханічного пристрою (один або два гідроциліндри), які здобувають живлення від підсилювача потужності або дроселюючого розподільника. Джерелом живлення системи управління робочим об'ємом гідромашини використовуються допоміжний насос малого тиску, який встановлюється на одному валі з насосом великого тиску.

Слідкувальні гідроприводи мають головний зв'язок за положенням і додаткові зв'язки: за швидкістю; за прискоренням і за „динамічним тиском”, які застосовуються у випадках аналогічно приводом з дросельного регулювання (див. розділ 2).

На рисунку 3.4 розглядається функціональна схема слідкувального гідроприводу з регульованим об'ємом насоса і нерегульованим виконавчим механізмом.



- 1 – асинхронний електродвигун з короткозамкнутим ротором загально-промислового призначення; 2 – насос з регульованим робочим об'ємом; 3 – допоміжний насос низького тиску; 4 – гідромеханічний пристрій, який встановлює задане значення робочого об'єму насоса; 5 – підсилювач потужності або дроселюючий розподільник; 6 – запобіжний клапан з пропорційним електричним управлінням; 7 – розподільник з електрогідравлічним управлінням; 8 – блок управління БУ2110; 9 – гідродвигун з нерегульованим робочим об'ємом; 10 – тахогенератор; 11 – одноштоковий гідроциліндр; 12 – двоштоковий гідроциліндр

Рисунок 3.4 – Функціональна схема слідкувального гідроприводу з регульованим робочим об'ємом насоса і нерегульованим виконавчим механізмом

3.2 Статичний розрахунок слідкувальних гідроприводів зворотно-поступальної дії

У якості виконавчих механізмів таких гідроприводів використовуються гідроциліндри (одноштокові й двоштокові) і механізми з гнучким розподільником. Швидкість руху виконавчих механізмів виконується за допомогою безступінчатої зміни робочого об'єма насоса (див. рис. 3.4). Статичний розрахунок параметрів слідкувального гідроприводу проводиться за умовами його функціонування у сталому режимі у наступній послідовності:

1 Розробляється принципова схема слідкувального гідроприводу відповідно до завданої циклограми технологічного процесу функціонування виробничого обладнання. У технічному завданні на проектування гідроприводу приводяться параметри: статичне зусилля опору F_3 ; максимальна швидкість руху $V_3^{\text{МАКС}}$; мінімальна швидкість руху $V_3^{\text{МІН}}$; довжина пересування штоку L_3 ; довжина нагнітальній та зливної ліній трубопроводу; різновид і кількість місцевих опорів, розташованих у лініях.

2 Відповідно до підрозділу 1.1 вибирається із довідника типорозмір виконавчого механізму при дотриманні наступних умов:

- зусилля на штоку $F_{\text{П}} \geq F_3$,

- максимальна швидкість руху $v_3^{\text{МАКС}} \geq v_3^{\text{МІН}}$,

- хід штока $L_{\text{П}} \geq L_3$,

де індексом «П» позначені паспортні параметри вибраного типорозміру виконавчого механізму, а індексом «З» - завданні параметри.

Для обраного типорозміру виконавчого механізму визначаються

- корисний перепад тиску за умовами того, що тиск на виході із виконавчого механізму дорівнюється нулю ($P_B = 0$)

$$P = P_B - P_B = \frac{F_3}{S_B \eta_M},$$

- витрати рідини на вході у виконавчий механізм

$$Q_B = S_B V_3^{\text{МАКС}},$$

- витрати рідини на виході із виконавчого механізму

$$Q_B = S_B V_3^{\text{МАКС}},$$

- коефіцієнт ефективних площ поршня (мембрани)

$$K_S = \frac{S_B}{S_B},$$

де S_B і S_B - відповідно площі поршня (мембрани) зі сторін нагнітальній та зливальній порожнин виконавчого механізму.

- 3 Проводиться гідравлічний розрахунок нагнітального та зливного трубопроводів стосовно підрозділу 1.10, який полягає, по-перше, у виборі оптимального внутрішнього діаметра труби d_{Π} і розрахунку дійсної швидкості руху рідини у нагнітальній і зливальній лініях; по-друге, у розрахунку втрат тиску за довжиною трубопроводів:

$$(\Delta P_{\ell}^{\hat{A}\hat{A}} = \lambda \rho \frac{\ell^{\hat{A}\hat{A}}}{d_{\hat{I}}} \cdot \frac{V_{\hat{A}\hat{A}}^2}{2}; \Delta P_{\ell}^{\hat{A}\hat{A}} = \lambda \rho \frac{\ell^{\hat{A}\hat{A}}}{d_{\hat{I}}} \cdot \frac{V_{\hat{A}\hat{A}}^2}{2}),$$

а по-третє, у розрахунку втрат тиску при проходженні рідини через місцеві гідравлічні опори

$$(\Delta P_M^{AB} = \sum \varepsilon \rho \frac{V_{AB}^2}{2}; \Delta P_M^{BG} = \sum \varepsilon \rho \frac{V_{BG}^2}{2}).$$

Параметри трубопроводів визначаються при ламінарному режимі руху рідини,

$$(R_e = \frac{V d_{\Pi}}{\nu} \leq 2200),$$

$$\text{або турбулентному режимі у «гідравлічно гладкій» трубі } (R_e = \frac{V d_{\Pi}}{\nu} \leq 2300 \div 10^4).$$

- 4 Відповідно розділу 1 стосовно гідросхеми проєтованого слідкувального приводу здійснюється вибір із довідника гідроапаратури, розташованій у нагнітальній та зливальній лініях при дотриманні наступних умов:

$$\text{номінальний тиск рідини } P_{\Pi} \geq P,$$

$$\text{номінальна витрата рідини } Q_{\Pi} \geq Q_B(Q_B),$$

де індексом "П" позначенні паспортні параметри гідроапарата.

Для кожного обраного типорозміру апарата визначається дійсна витрата тиску при проходженні через нього розрахункової витрати рідини Q :

$$\Delta P = \Delta P_{\Pi} \left(\frac{Q}{Q_{\Pi}} \right)^2,$$

де ΔP_{Π} - паспортне значення втрати тиску.

- 5 Розраховуються сумарні втрати тиску у гідроапаратурі, розташованій у нагнітальній лінії $\Delta P_{\text{АІ}}^{\text{АА}}$ і зливальній лінії $\Delta P_{\text{АІ}}^{\text{АА}}$:

$$\Delta P_{\text{АІ}}^{\text{АБ}} = \sum_{i=1}^n \Delta P_{\text{АІ}}^i; \quad \Delta P_{\text{АІ}}^{\text{ВГ}} = \sum_{i=1}^n \Delta P_{\text{АІ}}^i.$$

- 6 Визначаються сумарні втрати тиску у нагнітальному $\Delta P_{\text{АБ}}$ і зливальному $\Delta P_{\text{ВГ}}$ трубопроводах за умовами того, що усі ділянки опору у трубопроводах з'єднуються послідовно:

$$\Delta P_{\text{АБ}} = \Delta P_{\ell}^{\text{АБ}} + \Delta P_{\text{М}}^{\text{АБ}} + \Delta P_{\text{АІ}}^{\text{АБ}};$$

$$\Delta P_{\text{ВГ}} = \Delta P_{\ell}^{\text{ВГ}} + \Delta P_{\text{М}}^{\text{ВГ}} + \Delta P_{\text{АІ}}^{\text{ВГ}}.$$

- 7 Розраховуються необхідні значення тиску і витрати рідини на виході з насоса, а також вибирається з довідника відповідний типорозмір насоса з регульованим робочим об'ємом.

Розрахунковий тиск на виході із насоса

$$P_{\text{А}} = \Delta P_{\text{АБ}} + P + \Delta P_{\text{ВГ}} K_{\text{С}},$$

де P - корисний перепад тиску на виконавчому механізмі (див. пункт 2)

Розрахункова витрата рідини на виході із насоса

$$Q_{\text{А}} = Q_{\text{Б}} + \sum_{i=1}^n \Delta Q_{\text{У}}^i,$$

де $\Delta Q_{\text{У}}^i$ - витрати внутрішніх витоків рідини через капілярні щілини обраної гідроапаратури, розташованої у нагнітальній лінії АБ.

Із довідника вибирається насос з регульованим робочим об'ємом при дотриманні наступних умов:

$$\text{номінальний тиск } P_{\text{П}} \geq P_{\text{А}},$$

$$\text{номінальна витрата рідини } Q_{\text{П}} \geq Q_{\text{А}},$$

де індексом "П" позначені паспортні данні обраного типорозміру насоса.

- 8 Визначається висота усмоктування для обраного типорозміру насоса відповідно до підрозділу 1.2.
- 9 Проводиться розрахунок нагнітального трубопровода на міцність. Труба розглядається як тонкостінна оболонка, піддана рівномірно розподіленому тиску $P_{\text{А}}$. Мінімальна припустима товщина стінки трубопровода визначається:

$$\delta_p = \frac{P_A d_{\Pi}}{2[\sigma]},$$

де P_A - розрахункове значення тиску на виході із насоса, $\frac{H}{M^2}$;

d_{Π} - паспортне значення внутрішнього діаметра труби, м;

$[\sigma]$ - напруга, що допускається (для труб виконаних зі сталі 20 припустима напруга $[\sigma] = 70 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}$).

Із довідника товщина стінки труби вибирається таким чином, щоб дійсна товщина стінки труби була трохи більше δ_p , тобто $\delta_{\Pi} > \delta_p$.

10 Розраховується потрібна потужність на валу ротора насоса

$$N_p = 10^3 \frac{P_A Q_A}{\eta_{ЗАГ}}, \text{кВт},$$

де D_A - розрахунковий тиск на виході із насоса, $\frac{H}{M^2}$;

Q_A - розрахункова витрата рідини на виході із насоса, $\frac{M^3}{\text{с}}$;

$\eta_{ЗАГ}$ - загальний ККД обраного типорозміру насоса.

Із довідника вибирається електродвигун з короткозамкнутим ротором загальнопромислового призначення при дотриманні наступних умов:

номінальна потужність $N_{\Pi} \geq N_p$,

номінальна швидкість обертального руху $n_{\Pi}^l = n_{\Pi}^I$,

де n_{Π}^l і n_{Π}^I - паспортні значення частоти обертання відповідно обраних типорозмірів електродвигуна і насоса.

11 Розраховуються механічні та швидкісні характеристики гідроприводу. Для гідроприводів з об'ємним регулюванням швидкості руху вивід рівнянь характеристик здійснюється за умовами рівноваги зусиль, які діють на виконавчий механізм, рівнянь витрати рідини і нерозривності потоку у нагнітальній лінії АБ.

Механічні характеристики являють собою залежність $V = f(F)$ при постійному значенню робочого об'єму насоса. Механічні характеристики бувають: природна; при постійному номінальному робочому об'ємі насоса ($V_H^{HOM} = \text{const}$), і штучні, при постійному значенню робочого об'єма насоса менше номінального ($V_H = \text{const} < V_H^{HOM}$). Швидкісні характеристики виражаються залежністю $V = f(F)$ при постійному значенні ($F = \text{const}$).

Рівняння об'ємних витрат рідини у нагнітальному трубопроводі за умовами нерозривності потоку і встановленні у кінематичної парі поршень – корпус гідроциліндра гумових ущільень

$$Q_H^i - \Delta Q_Y^H = Q_B + \sum_{i=1} \Delta Q_Y^{АП},$$

де Q_H^i - продуктивність ідеального насоса на виході, $Q_H^i = V_H n_H$.

V_H - робочий об'єм насоса;

n_H - частота обертання ротора насоса;

ΔQ_Y^H - об'ємна витрата рідини через капілярні щілини кінематичних пар насоса;

Q_B - витрата рідини на виході у виконавчий механізм приводу,

$$Q_B = S_B V;$$

$\sum_{i=1} \Delta Q_Y^{АП}$ - сумарна об'ємна витрата рідини через капілярні щілини кінематичних пар апаратів встановлених у лінії АБ

(наприклад, у лінії АБ встановлений запобіжний клапан $\Delta Q_Y^{3.K}$ і

розподільник ΔQ_Y^P).

Значення об'ємних витоків рідини через капілярні ущільнення кінематичних пар насоса і гідроапаратів можна виразити рівняннями:

$$\Delta Q_Y^H = K_Y^H p; \quad \Delta Q_Y^{3.K} = K_Y^{3.K} p; \quad \Delta Q_Y^P = K_Y^P p,$$

де p - постійний перепад тиску на виконавчому механізмі,

$$p = \frac{F}{S_B \eta_M}.$$

Тоді рівняння об'ємних витрат рідини у нагнітальному трубопроводі АБ гідроприводу розраховується:

$$V_H n_H = V S_B + (K_Y^H + K_Y^{3.K} + K_Y^P) \frac{F}{S_B \eta_M}, \text{ або}$$

$$V_H n_H = V S_B + K_Y \frac{F}{S_B \eta_M},$$

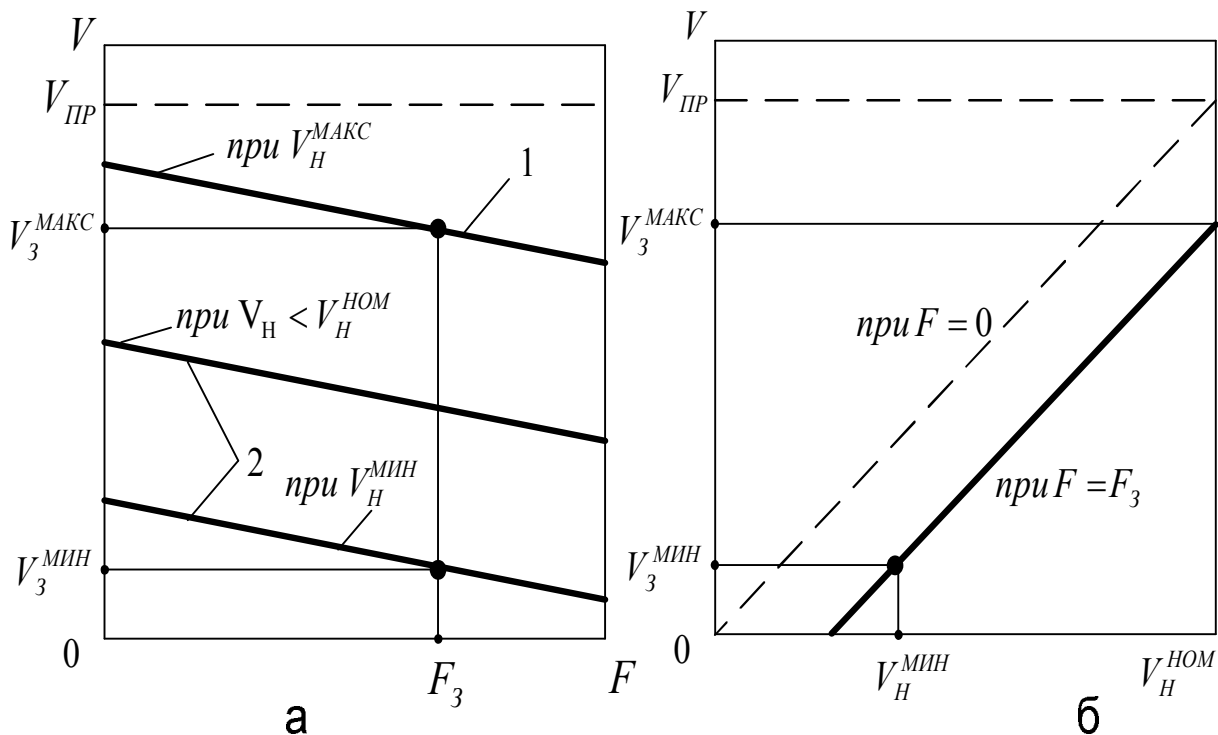
де K_Y - коефіцієнт витоків рідини у нагнітальній лінії гідроприводу,

$$K_Y = K_Y^H + K_Y^{3.K} + K_Y^P.$$

Звідси рівняння механічних та гідравлічних характеристик гідроприводу :

$$V = \frac{l}{S_B} \left(V_H n_H - K_y \frac{F}{S_B \eta_M} \right).$$

На рисунку 3.5 зображенні механічні та швидкісні характеристики гідроприводу.



*а - механічні характеристики; б - швидкісні характеристики;
1 - природна характеристика; 2 - штучні характеристики;*

Рисунок 3.5 - Механічні та швидкісні характеристики гідроприводу з регульованим робочим об'ємом насоса і нерегульованим виконавчим механізмом зворотно - поступальної дії

Максимально можлива для проектованого гідроприводу швидкість руху виконавчого механізму визначається паспортною номінальною продуктивністю обраного типорозміру насоса Q_{Π}^{HOM} :

$$V_{PP} = \frac{Q_{\Pi}^{HOM}}{S_B}.$$

Якщо паспортна продуктивність насоса $Q_{\Pi} > Q_A$, то тоді визначаються відповідно до завданих параметрів розрахункові мінімальний та максимальний потрібні робочі об'єми насоса:

$$V_H^{\text{МАКС}} = \frac{I}{n_H} \left(S_B V_3^{\text{МАКС}} + K_y \frac{F_3}{S_B \eta_M} \right),$$

$$V_H^{\text{МИН}} = \frac{I}{n_H} \left(S_B V_3^{\text{МИН}} + K_y \frac{F_3}{S_B \eta_M} \right)$$

У процесі роботи слідкувального приводу вихідна величина V постійно змінюється від зміни вхідної величини V_H на величину V_H^0 . У кожен момент часу слідкуючий гідропривод відпрацьовує помилку (неузгодженість) V_H^0 .

Рівняння статичної характеристики для розглянутого нижче гідроприводу має вигляд:

$$V = \frac{I}{S_B} \left[(V_H + V_H^0) n_H - K_y \frac{P}{P_{\text{НОМ}}} \right],$$

де V_H^0 - додатковий робочий об'єм (помилка) насоса;

$\frac{P}{P_{\text{НОМ}}}$ - співвідношення дійсного перепаду тиску на виконавчому механізмі до номінального значення.

Звідси рівняння статичної характеристики гідроприводу

$$V_H^0 = \frac{V S_B - V_H n_H + K_y \frac{P}{P_{\text{НОМ}}}}{n_H}.$$

Аналіз отриманої вище залежності показує, що навіть при значеннях $P = 0$ і $V = 0$ необхідно мати деяке значення робочого об'єму насоса (знак “-” говорить про необхідність застосування негативного зворотного зв'язку).

На рисунку 3.6 розглядається залежність $V_H^0 = f\left(\frac{P}{P_{\text{НОМ}}}\right)$ при корисному значенні швидкості руху V .

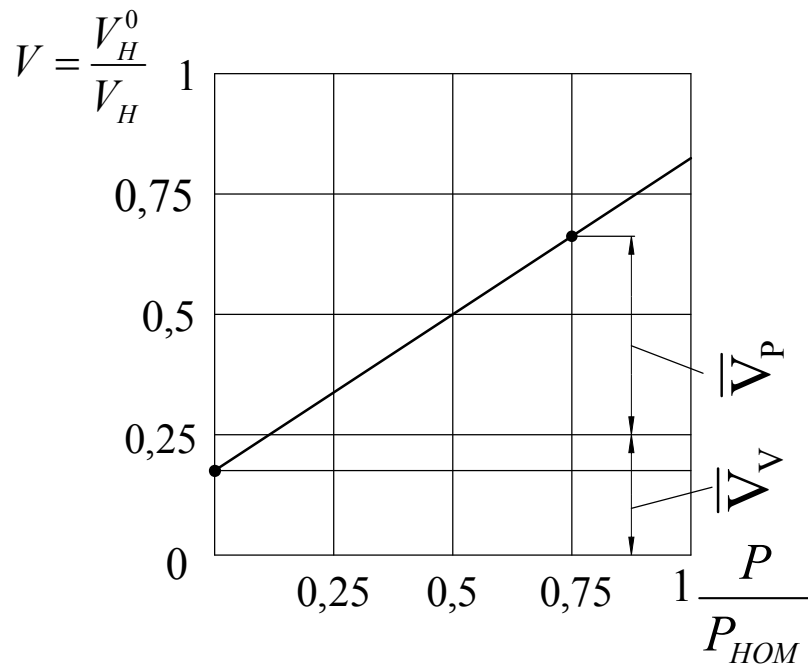


Рисунок 3.6 – Статична характеристика гідроприводу

Звичайно гідроприводи працюють при режимах у діапазоні $\frac{P}{P_{НОМ}} = 0,5 - 1$ (у середньому $\frac{P}{P_{НОМ}} = 0,75$). З рисунку видно, що характеристика близька до лінійної. Сумарна помилка складається з помилки спостереження за швидкістю руху \overline{V}_V (швидкісна помилка спостереження) і помилки спостереження за тиском \overline{V}_P (тягова помилка спостереження). Зона нечутливості являє собою наявність деякого ексцентриситету (кута нахилу шайби) насоса необхідного для початку руху виконавчого механізму. Ця обставина обумовлюється наявністю у елементах гідроприводу об'ємних і механічних втрат.

3.3 Статичний розрахунок слідкувальних гідроприводів поворотної і обертальної дії

Статичний розрахунок функціонування слідкувального гідроприводу у сталому режимі з регульованим робочим об'ємом насоса і нерегульованим робочим об'ємом поворотного гідродвигуна або гідродвигуна обертальної дії проводиться у наступній послідовності:

- 1 Розробляється принципіальна гідро схема слідкувального гідроприводу (див. рис. 3.4) відповідно до циклограми технологічного процесу функціонування виробничого обладнання. У технічному завданні на проектування гідроприводу подаються: статичний крутний момент опору M_3 ; максимальна частота обертання $n_3^{МАКС}$; мінімальна частота обертання $n_3^{МІН}$; довжина

нагнітальній і зливальній ліній трубопроводу; різновид і кількість місцевих гідравлічних опорів, встановлених у лініях.

2 Відповідно до розділу 1 вибирається із довідника типорозмір виконавчого механізму при дотриманні наступних умов:

$$\text{номінальний крутний момент } M_{\Pi} \geq M_3;$$

$$\text{максимальна частота обертання } n_{\Pi.\text{МАКС}} \geq n_{3.\text{МАКС}};$$

$$\text{мінімальна частота обертання } n_{\Pi.\text{МІНІМ}} \leq n_{3.\text{МІНІМ}},$$

де індексом «П» позначені паспортні значення параметрів обраного типорозміру виконавчого механізму.

Для обраного типорозміру виконавчого механізму визначаються:

- корисний перепад тиску за умовами того, що на виході із виконавчого механізму значення тиску дорівнюється нулю ($P_B = 0$)

$$P = P_B - P_B = \frac{2\pi M_3}{V_{\Gamma} \eta_M};$$

- максимальна витрата рідини на вході у виконавчий механізм

$$Q_B = \frac{V_{\Gamma} n_3^{\text{МАКС}}}{\eta_0};$$

- максимальна витрата рідини на виході виконавчого механізму

$$Q_B = Q_B \eta_0 = V_{\Gamma} n_3^{\text{МАКС}},$$

де V_{Γ} - робочий об'єм гідродвигуна (поворотного гідродвигуна);
 η_M і η_0 - відповідно механічний і об'ємний ККД вибраного типорозміру виконавчого механізму.

Пункти 3,4,5,6,7,8,9 і 10 виконуються аналогічно відповідним пунктам підрозділу 2.2, але у пункті 7 розрахований тиск на виході із насоса визначається за залежністю:

$$P_A = \Delta P_{AB} + P + \Delta P_{B\Gamma},$$

де P - корисний перепад тиску на виконавчому механізмі, $P = \frac{2\pi M}{V_{\Gamma} \eta_M}$.

11 Розраховуються механічні та швидкісні характеристики гідроприводу за умовами рівноваги крутних моментів, які діють

на виконавчий механізм, рівнянь витрати рідини і нерозривності потоку у нагнітальній лінії АБ.

Механічні характеристики, які являють собою залежність $n = f(M)$ при постійному значенні робочого об'єма насоса ($V_H = \text{const}$) бувають природна при номінальному значенні робочого об'єма ($V_H^{\text{НОМ}} = \text{const}$) і штучні при значенні робочого об'єма менше номінального ($V_H = \text{const} < V_H^{\text{НОМ}}$). Швидкісні характеристики виражаються залежністю $n = f(V_H)$ при постійному значенні крутного моменту ($M = \text{const}$).

Рівняння об'ємних витрат рідини у нагнітальному трубопроводі за умовами нерозривності потоку рідини:

$$Q_H^i - \Delta Q_Y^H = Q_{\text{ВМ}}^i + \Delta Q_Y^{\text{ВМ}} + \sum_{i=1}^n \Delta Q_Y^{\text{АП}},$$

де Q_H^i - продуктивність ідеального насоса, $Q_H^i = V_H n_H$;

V_H - робочий об'єм насоса;

n_H - частота обертання ротора насоса;

$Q_{\text{ВМ}}^i$ - витрата рідини на вході у ідеальний виконавчий механізм,

$$Q_{\text{ВМ}}^i = V_{\Gamma} n;$$

V_{Γ} - робочий об'єм виконавчого механізму;

n - частота обертання вала виконавчого механізму;

ΔQ_Y^H і $\Delta Q_Y^{\text{ВМ}}$ - об'ємні витрати втечек відповідно насоса та

виконавчого механізму;

$\sum_{i=1}^n \Delta Q_Y^{\text{АП}}$ - сумарні витоки рідини через капілярні щілини

кінематичних пар гідроапаратів встановлених в лінії АБ (наприклад, у

нагнітальній лінії АБ встановлений запобіжний клапан $\Delta Q_Y^{3.K}$ і

розподільник ΔQ_Y^P).

Значення об'ємних витрат витоків рідини через капілярні щілини кінематичних пар насоса, виконавчого механізму і гідроапаратів можна виразити рівнянням:

$$\Delta Q_Y^H = K_Y^H p; \quad \Delta Q_Y^{\text{ВМ}} = K_Y^{\text{ВМ}} p; \quad \Delta Q_Y^{3.K} = K_Y^{3.K} p; \quad \Delta Q_Y^P = K_Y^P p,$$

де p - корисний перепад тиску на виконавчому механізмі, $p = \frac{2\pi M}{V_{\Gamma} \eta_M}$.

Тоді рівняння об'ємних витрат рідини у нагнітальному трубопроводі АБ гідроприводу визначається:

$$V_H n_H = V_\Gamma n + (K_y^H + K_y^{B.M} + K_y^{3.K} + K_y^P) \frac{2\pi M}{V_\Gamma \eta_M}, \text{ або}$$

$$V_H n_H = V_\Gamma n + K_y \frac{2\pi M}{V_\Gamma \eta_M},$$

де K_y - сумарний коефіцієнт витрати витоків рідини у нагнітальній лінії гідроприводу, $K_y = K_y^H + K_y^{B.M} + K_y^{3.K} + K_y^P$.

Звідкіля рівняння механічних і швидкісних характеристик гідроприводу:

$$n = \frac{I}{V_\Gamma} \left(V_\Gamma n - K_y \frac{2\pi M}{V_\Gamma \eta_M} \right).$$

Максимальна можлива для проектувального гідроприводу частота обертання виконавчого механізму визначається паспортною номінальною продуктивністю обраного типорозміру насоса Q_{Π}^{HOM} :

$$n = \frac{Q_{\Pi}^{HOM} \eta_0}{V_\Gamma},$$

де η_0 - об'ємний ККД обраного типорозміру виконавчого механізму.

Механічні та швидкісні характеристики гідроприводу мають графічне зображення аналогічне рисунку 3.5. Аналогічно підрозділу 2.2 виводиться рівняння статичної характеристики гідроприводу.

Якщо паспортна продуктивність обраного типорозміру насоса $Q_{\Pi} > Q_A$, то тоді визначаються відповідно до завданих параметрів розрахункові максимальні $V_H^{МАКС}$ і мінімальні $V_H^{МИН}$ потрібні робочі об'єми насоса:

$$V_H^{МАКС} = \frac{I}{n_H} \left(V_\Gamma n_3^{МАКС} + K_y \frac{2\pi M_3}{V_\Gamma \eta_M} \right);$$

$$V_H^{МИН} = \frac{I}{n_H} \left(V_\Gamma n_3^{МИН} + K_y \frac{2\pi M_3}{V_\Gamma \eta_M} \right).$$

Статичний розрахунок слідкувального гідроприводу з нерегульованим робочим об'ємом гідродвигуна проводиться відповідно до підрозділу 3.3.

3.4 Комплектні слідкувальні гідроприводи

У технологічному обладнанні використовуються стандартні автоматизовані комплектні гідроприводи поворотного та оберտального руху. Вони виконані за замкнутою системою циркуляції рідини і мають зворотний зв'язок за швидкістю. Значний крутний момент на валу гідродвигуна дозволяє знизити передатне число редуктора, або здійснити безредукторну передачу крутного моменту. Гідроприводи мають значний діапазон

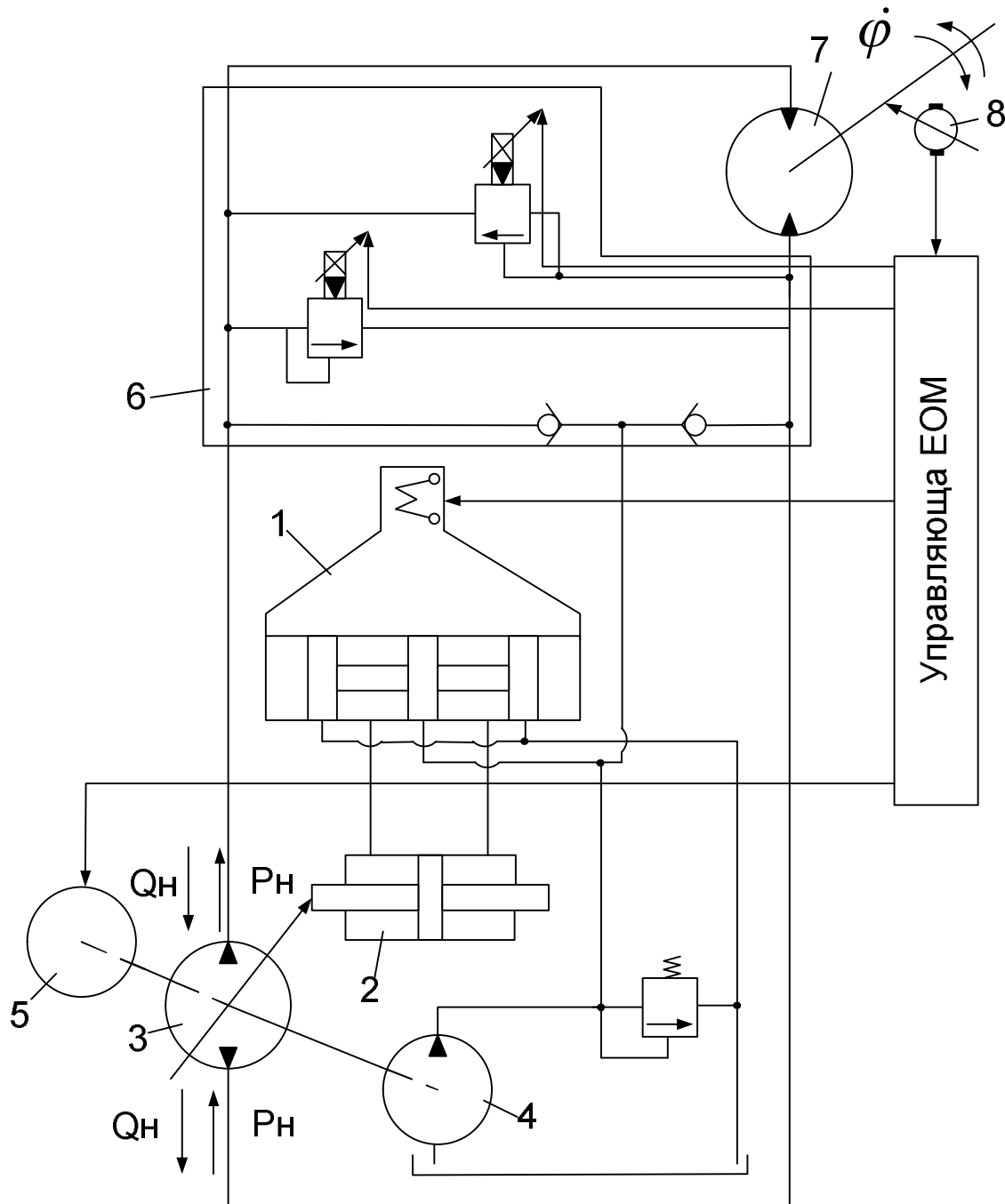
(1 ÷ 1000) регулювання частоти обертання вала гідродвигуна. Приводи побудовані за модульним принципом і для розширення функціональних можливостей можуть доукомплектовуватися додатковими електрогідравлічними модулями.

У таблиці 3.1 наведені окремі технічні характеристики гідроприводів, а на рисунку 3.7 – їх гідросхема.

Таблиця 3.1 – Технічні характеристики комплектних гідроприводів

Тип при-воду	Тип насоса	Тип гідро-двигуна	Наявність електро-гідропідси-лювача	Вид руху	Номінальний крутний момент, Нм
ГА	Аксіально-поршневий	Аксіально-поршневий	немає	Обертальний	185
ГК	Аксіально-поршневий	Радіально-поршневий	немає	Обертальний	460
ЕД	Аксіально-поршневий	Роліко-лопостний	є	Обертальний	185
СП	Аксіально-поршневий	Поворотний	є	Поворотний до 270°	6300

Комплексні гідроприводи застосовуються у верстатобудівельному виробництві, а також у автоматизованих різноманітних промислових маніпуляторах і транспортному обладнанню.



1 – електрогідридсилувач потужності; 2 – пристрій, що змінює робочий об'єм насоса; 3 – насос з регульованим робочим об'ємом високого тиску; 4 – додатковий насос низького тиску; 5 –електродвигун; 6 – комплект гідроапаратури; 7 – гідродвигун; 8 - тахогенератор постійного струму

Рисунок 3.7 – Гідросхема автоматизованого стандартного комплектного гідроприводу з регульованим робочим об'ємом насоса і нерегульованим робочим об'ємом гідродвигуна

3.5 Контрольні питання

- 1 Які існують різновиди гідроприводів з об'ємним регулюванням швидкості руху, їх принцип дії?
- 2 Які структурні схеми різноманітних гідроприводів, їх технічні характеристики і область застосування?
- 3 Які особливості функціональної схеми слідкувального гідроприводу з регульованим робочим об'ємом насоса і нерегульованим робочим об'ємом виконавчого механізму?
- 4 Яка послідовність проектування і статичні розрахунки параметрів гідроприводу з виконавчим механізмом зворотньо-поступальної дії?
- 5 Яка послідовність проектування і статичні розрахунки параметрів гідроприводу з виконавчими механізмами поворотної і обертальної дії?
- 6 Як розрахувати і побудувати механічні та швидкісні характеристики гідроприводу зворотньо-поступальної дії?
- 7 Як розрахувати і побудувати механічні та швидкісні характеристики гідроприводу обертальної дії?
- 8 Що собою являє статична характеристика гідроприводу та які параметри вона визначає?
- 9 Які різновиди стандартних комплектних гідроприводів з об'ємним регулюванням швидкості руху, їх функціональна гідросхема, принцип дії, область застосування?

3.6 Контрольні завдання

Завдання до контрольної роботи КРЗ „Розрахунок параметрів гідроприводу з об'ємним регулюванням швидкості руху” (табл. 3.2) складається із 30 варіантів. Варіант вибирається відповідно до порядкового номера списку студентів у журналі академічної групи.

У завданнях використовується наступні параметри:

η_0^H і $\eta_0^Г$ - об'ємні ККД відповідно насоса і гідродвигуна;

$\eta_M^H, \eta_M^Г, \eta_M^Ц$ - механічні ККД відповідно насоса, гідродвигуна і гідроциліндра;

D, d і d_0 - діаметри відповідно поршня і штоків;

S_B і S_B – ефективні площі гідроциліндра;

ΔP_{AB} і ΔP_{BG} - сумарні втрати тиску відповідно у нагнітальній лінії АБ і зливальній лініях ВГ;

F – зусилля статичного опору;

M_H і M_G – крутні моменти відповідно на валі насоса та статичний опір на валі гідродвигуна;

V_H і V_T – робочі об’єми відповідно насоса та гідродвигуна;
 n_H і n_T – частота обертання валів відповідно насоса та гідродвигуна;
 V – швидкість руху штока гідроциліндра;
 Q_A, Q_B, Q_C – витрати рідини у відповідних вузлах гідросистеми;
 N_H – потужність на валу насоса;

Примітки:

- 1 Для усіх варіантів завдань враховувати, що ККД насоса та виконавчих механізмів задані.
- 2 При виконанні усіх варіантів завдань записати і побудувати креслення залежностей:

$$v = f(V_H); \quad n_T = f(V_H); \quad M_H = f(V_H); \quad i \quad N_H = f(V_H).$$

Таблиця 3.2 – Варіанти контрольних завдань

Номер у списку групи	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номер рисунка	3.8	3.9	3.10	3.11	3.12	3.8	3.9	3.10	3.11	3.12
Номер варіанта	1.1	2.1	3.1	4.1	5.1	1.2	2.2	3.2	4.2	5.2

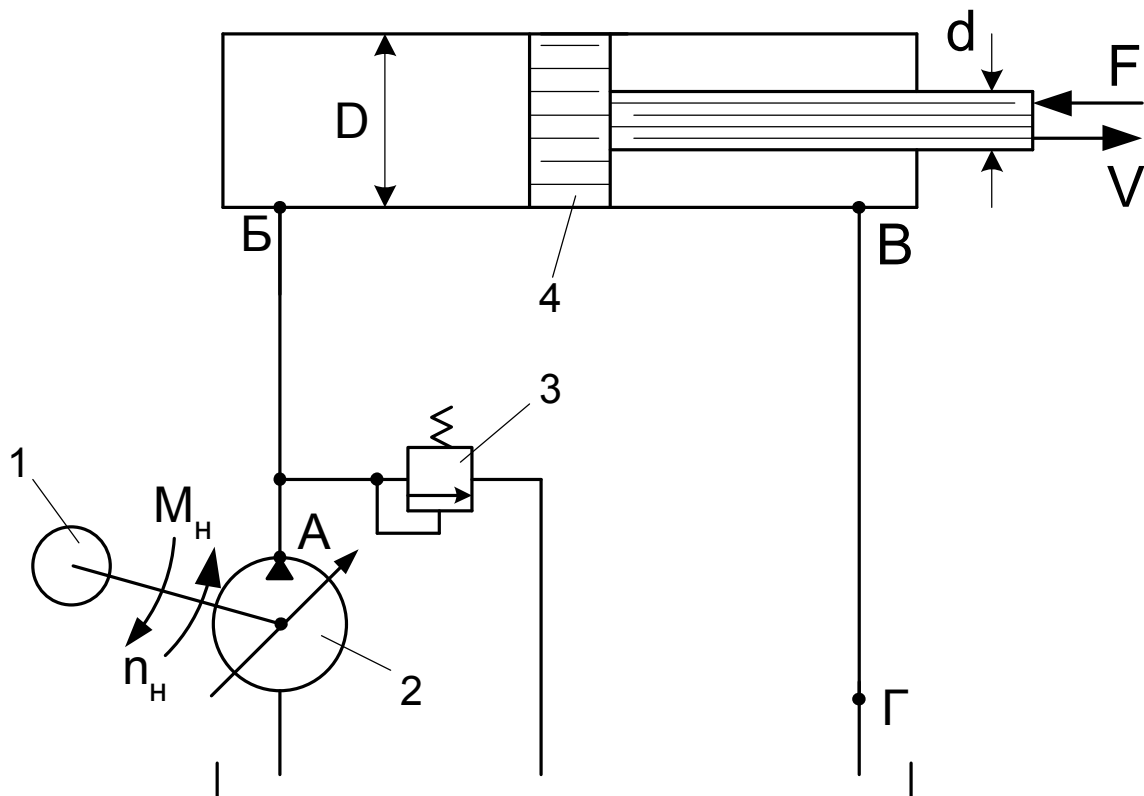
Продовження таблиці 3.2

Номер у списку групи	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Номер рисунка	3.8	3.9	3.10	3.11	3.12	3.8	3.9	3.10	3.11	3.12
Номер варіанта	1.3	2.3	3.3	4.3	5.3	1.4	2.4	3.4	4.4	5.4

Продовження таблиці 3.2

Номер у списку групи	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Номер рисунка	3.8	3.9	3.10	3.11	3.12	3.8	3.9	3.10	3.11	3.12
Номер варіанта	1.5	2.5	3.5	4.5	5.5	1.6	2.6	3.6	4.6	5.6

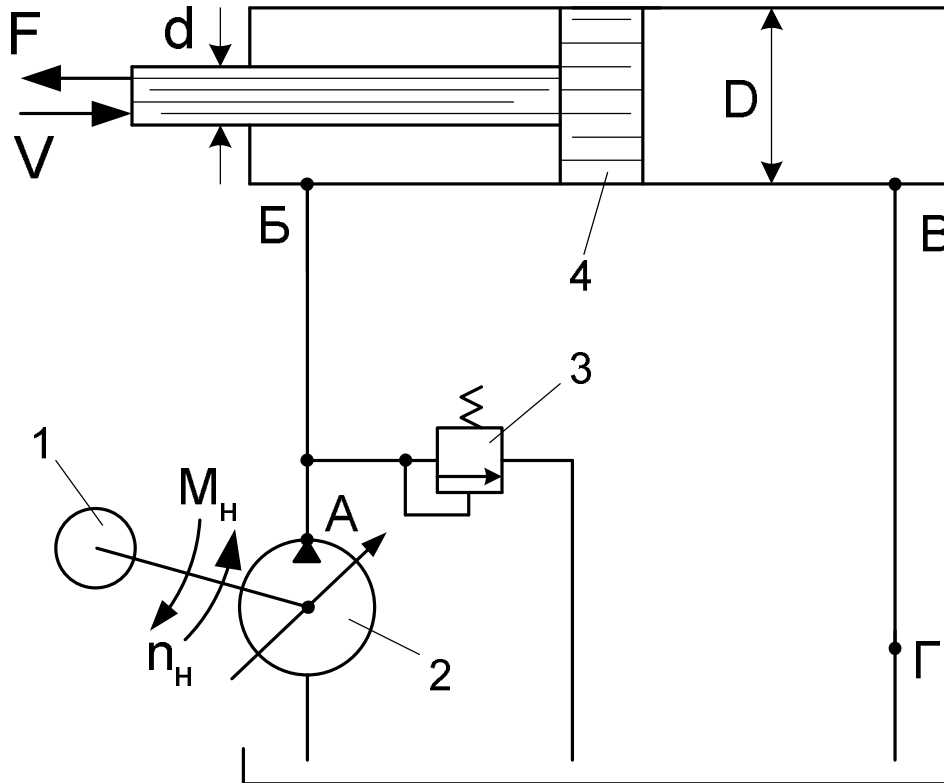
На рисунках 3.8 ...3.12 зображенні структурні гідросхеми приводів і варіанти завдань.



Номер варіанта	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6
Задано	$D; d; F;$ $\Delta P_{AB};$ $\Delta P_{BG};$ $Q_A; n_H$	$D; d; F;$ $V_H; n_H;$ $P_A; \Delta P_{BG}$	$D; d; V;$ $n_H; P_A;$ $\Delta P_{AB}; F$	$D; d;$ $M_H; V_H;$ $\Delta P_{AB};$ $\Delta P_{BG}; n_H$	$D; d; F;$ $P_B; \Delta P_{AB};$ $M_H; n_H$	$D; d; P_B;$ $\Delta P_{BG};$ $M_H; V_H;$ Q_B
Розрахувати	$S_B; S_B; P_B;$ $P_A; V_H; V;$ $Q_B; Q_B;$ $M_H; N_H$	$S_B; S_B; V;$ $\Delta P_{AB}; Q_A;$ $Q_B; Q_B;$ $M_H; N_H$	$S_B; S_B; Q_A;$ $Q_B; Q_B;$ $\Delta P_{BG}; V_H;$ $M_H; N_H$	$S_B; S_B; V;$ $P_A; P_B; F;$ $Q_A; Q_B;$ $Q_B; N_H$	$S_B; S_B; P_B;$ $P_A; \Delta P_{BG};$ $V_H; Q_A; Q_B;$ $Q_B; V; N_H$	$S_B; S_B; F;$ $\Delta P_{AB}; Q_B;$ $Q_A; n_H; P_A;$ $V; N_H$

1 – електродвигун; 2 – насос з регульованим робочим об'ємом;
3 – запобіжний клапан; 4 – одноштоковий гідроциліндр

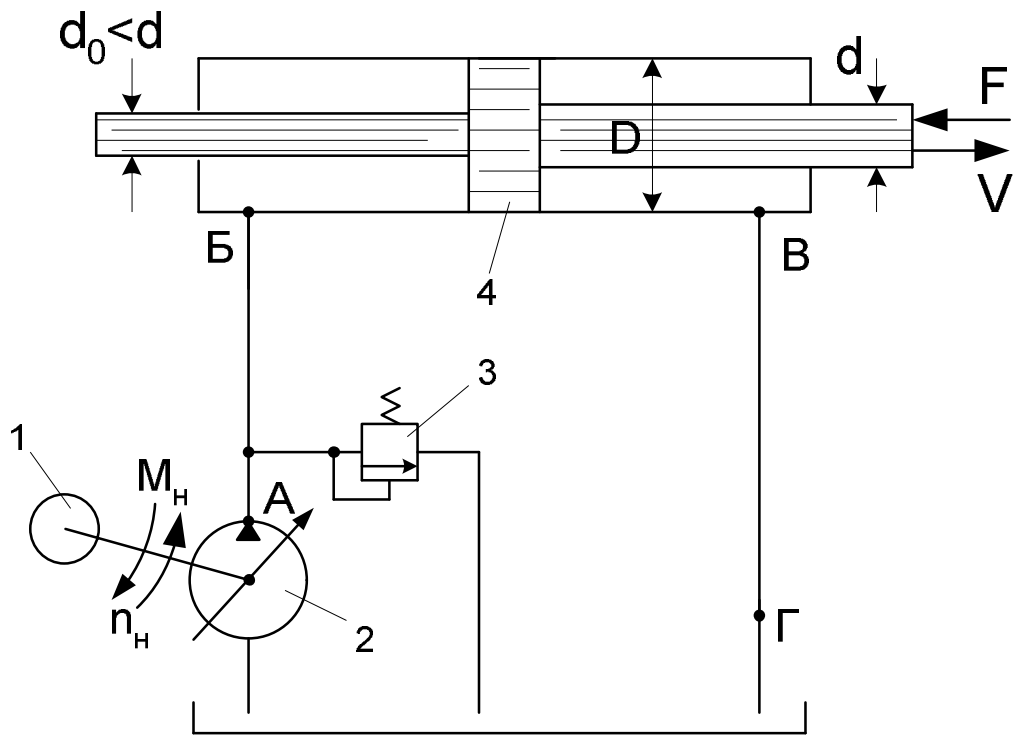
Рисунок 3.8 – Гідросхема приводу і варіанти завдань 1.1...1.6



Номер варіанта	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6
Задано	$d; D; Q_A;$ $\Delta P_{B\Gamma};$ $\Delta P_{AB};$ $n_H; F$	$d; D;$ $\Delta P_{B\Gamma};$ $F; V_H;$ $P_A; n_H$	$d; D; F;$ $n_H; P_A;$ $V; \Delta P_{AB}$	$d; D; n_H;$ $V_H; M_H;$ $\Delta P_{AB};$ $\Delta P_{B\Gamma}$	$d; D; P_B;$ $\Delta P_{AB}; F;$ $M_H; n_H$	$d; D;$ $\Delta P_{B\Gamma};$ $P_B; M_H;$ $V_H; Q_B$
Розраху- вати	$S_B; S_B;$ $P_A; V_H; V;$ $P_B; Q_B; Q_B;$ $M_H; N_H$	$S_B; S_B; V;$ $Q_A; Q_B;$ $Q_B; \Delta P_{AB};$ $M_H; N_H$	$S_B; S_B; V_H;$ $\Delta P_{B\Gamma}; Q_A;$ $Q_B; Q_B;$ $M_H; N_H$	$S_B; S_B;$ $P_B; F; P_A;$ $V; Q_A; Q_B;$ $Q_B; N_H$	$S_B; S_B; V_H;$ $\Delta P_{B\Gamma}; V;$ $P_A; P_B; Q_A;$ $Q_B; Q_B; N_H$	$S_B; S_B; F;$ $\Delta P_{AB}; V;$ $P_A; n_H; Q_B;$ $Q_A; N_H$

1 – електродвигун; 2 – насос з регульованим робочим об'ємом;
3 – запобіжний клапан; 4 – одноштоковий гідроциліндр

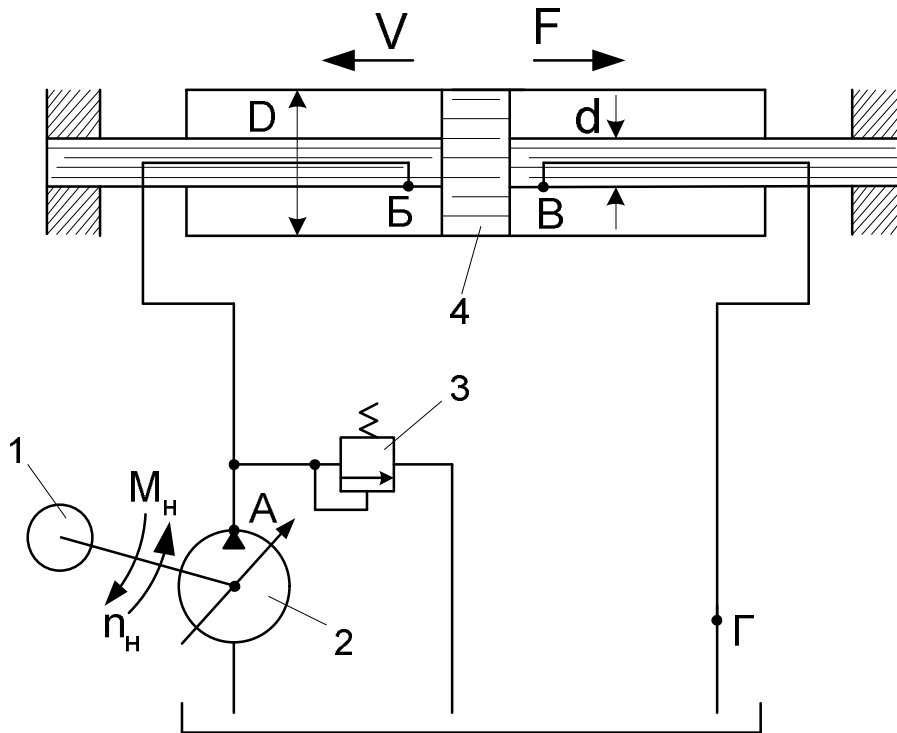
Рисунок 3.9 – Гідросхема приводу і варіанти завдань 2.1...2.6



Номер варіанта	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6
Задано	$d_0; d; D;$ $F; \Delta P_{BF};$ $\Delta P_{AB};$ $n_H; Q_A$	$d_0; d; D;$ $V_H; F;$ $\Delta P_{BF};$ $n_H; P_A$	$d_0; d; D;$ $n_H; P_A;$ $V; F;$ ΔP_{AB}	$d_0; d; D;$ $V_H; M_H;$ $\Delta P_{AB};$ $n_H; \Delta P_{BF}$	$d_0; d; D;$ $P_B; F;$ $n_H; M_H;$ ΔP_{AB}	$d_0; d; D;$ $\Delta P_{BF};$ $M_H; Q_B;$ $P_B; V_H$
Розрахувати	$S_B; S_B; P_A;$ $P_B; V; V_H;$ $Q_B; Q_B;$ $M_H; N_H$	$S_B; S_B; V;$ $\Delta P_{AB}; Q_A;$ $Q_B; Q_B;$ $M_H; N_H$	$S_B; S_B; Q_A;$ $Q_B; Q_B;$ $\Delta P_{BF}; V_H;$ $M_H; N_H$	$S_B; S_B; V;$ $P_A; P_B; F;$ $Q_A; Q_B;$ $Q_B; N_H$	$S_B; S_B; P_B;$ $P_A; \Delta P_{BF};$ $V_H; Q_A; Q_B;$ $Q_B; V; N_H$	$S_B; S_B; F;$ $\Delta P_{AB}; Q_B;$ $Q_A; n_H; P_A;$ $V; N_H$

1 – електродвигун; 2 – насос з регульованим робочим об'ємом;
3 – запобіжний клапан; 4 – двоштоковий гідроциліндр

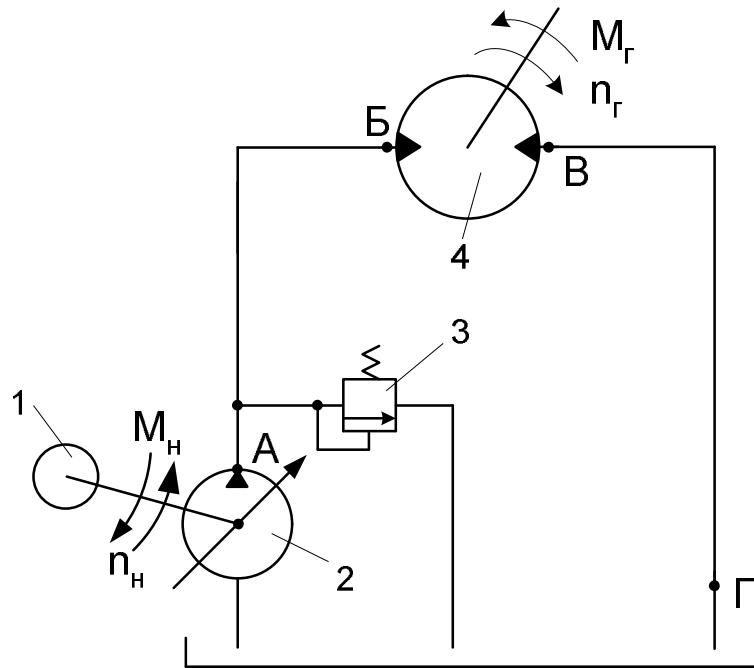
Рисунок 3.10 – Гідросхема приводу і варіанти завдань 3.1...3.6



Номер варіанта	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6
Задано	$d; D; Q_A;$ $\Delta P_{B\Gamma};$ $\Delta P_{AB};$ $n_H; F$	$d; D;$ $\Delta P_{B\Gamma};$ $F; V_H;$ $P_A; n_H$	$d; D; F;$ $n_H; P_A;$ $V; \Delta P_{AB}$	$d; D; n_H;$ $V_H; M_H;$ $\Delta P_{AB};$ $\Delta P_{B\Gamma}$	$d; D; P_B;$ $\Delta P_{AB}; F;$ $M_H; n_H$	$d; D;$ $\Delta P_{B\Gamma};$ $P_B; M_H;$ $V_H; Q_B$
Розрахувати	$S_B; S_B;$ $P_A; V_H; V;$ $P_B; Q_B; Q_B;$ $M_H; N_H$	$S_B; S_B; V;$ $Q_A; Q_B;$ $Q_B; \Delta P_{AB};$ $M_H; N_H$	$S_B; S_B; V_H;$ $\Delta P_{B\Gamma}; Q_A;$ $Q_B; Q_B;$ $M_H; N_H$	$S_B; S_B;$ $P_B; F; P_A;$ $V; Q_A; Q_B;$ $Q_B; N_H$	$S_B; S_B; V_H;$ $\Delta P_{B\Gamma}; V;$ $P_A; P_B; Q_A;$ $Q_B; Q_B; N_H$	$S_B; S_B; F;$ $\Delta P_{AB}; V;$ $P_A; n_H; Q_B;$ $Q_A; N_H$

1 – електродвигун; 2 – насос з регульованим робочим об'ємом;
3 – запобіжний клапан; 4 – двоштоковий гідроциліндр

Рисунок 3.11 – Гідросхема приводу і варіанти завдань 4.1...4.6



Номер варіанта	5.1	5.2	5.3	5.4	5.5	5.6
Задано	$Q_A; n_H;$ $\Delta P_{AB};$ $\Delta P_{BG};$ $M_\Gamma; V_\Gamma$	$P_A; \Delta P_{BG};$ $V_H; n_H;$ $M_\Gamma; V_\Gamma$	$V_H; M_H;$ $V_\Gamma; n_H;$ $\Delta P_{AB};$ ΔP_{BG}	$M_\Gamma; V_H;$ $V_\Gamma; n_H;$ $\Delta P_{AB};$ ΔP_{BG}	$V_\Gamma; \Delta P_{AB};$ $P_B;$ $M_H; n_H$	$P_B; Q_B;$ $\Delta P_{BG};$ $M_H; V_H$
Розрахувати	$Q_B; V_H;$ $P_A; P_B;$ $n_\Gamma; M_H;$ $Q_B; N_H$	$P_B; \Delta P_{AB};$ $n_\Gamma; Q_A;$ $Q_B; Q_B;$ $M_H; N_H$	$P_A; M_\Gamma;$ $n_\Gamma; Q_A;$ $Q_B; Q_B;$ N_H	$P_A; M_H;$ $n_\Gamma; Q_A;$ $Q_B; Q_B;$ N_H	$P_B; P_A; n_\Gamma;$ $V_H; Q_A;$ $Q_B; Q_B;$ $\Delta P_{BG}; N_H$	$M_\Gamma; \Delta P_{AB};$ $Q_A; Q_B;$ $n_H; P_A;$ $n_\Gamma; N_H$

1 – електродвигун; 2 – насос з регульованим робочим об'ємом;
3 – запобіжний клапан; 4 – гідродвигун з нерегульованим робочим об'ємом

Рисунок 3.12 – Гідросхема приводу і варіанти завдань 5.1...5.6

4 ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЛІДКУВАЛЬНИХ ГІДРОПРИВОДІВ

Мета та задачі динамічного розрахунку слідкувального приводу. Лінеаризація статичних характеристик приводу. Лінійна динамічна слідкувальна модель розімкнутого гідроприводу та його передатна функція управляючим впливом. Передатна функція замкнутого гідроприводу. Розрахунок стійкості гідроприводу з використанням критерію Гурвіца та визначення запасу стійкості за методом И.А.Вишнеградського. Виведення рівняння кривої перехідного процесу та визначення часу перехідного процесу слідкувального приводу.

Загальні відомості про вплив рівнів насичення виконавчого механізму за витратою і тиском з урахуванням стискальності рідини на стійкість слідкувального гідроприводу.

Вплив на стійкість слідкувального гідроприводу грузлого тертя у виконавчому механізмі приводу.

Загальні вимоги до охороні навколишнього середовища, ТБ і ПТ, пропоновані до конструкцій електрогідравлічних і електропневматичних пристроїв (приводів), до їхнього іспиту і експлуатації.

Критерії надійності: безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність, зберігання, відмовлення, термін служби, ресурс, їхнє нормування і шляхи підвищення показників. Роль технічної діагностики, застосування термодинамічного діагностування гідросистем. Використання гідротестерів для перевірки роботи гідросистем.

Зміст модуля викладений у літературі [1, с. 133-144; 3, с.410-417; 4.с.6-78; 6, с. 160-172; 10, с. 26-167, 320-438; 11, с. 21-79, 125-218; 13, с. 433-492; 16, с. 216-262;17, с. 133-167, 222-229].

4.1 Динамічний розрахунок перехідного процесу лінеаризованих моделей слідкувальних гідроприводів

Метою розрахунку динамічних характеристик є, по-перше, проведення аналізу відповідності динамічних характеристик спроектованого гідроприводу до вимог експлуатації і, по-друге, синтез

коригувальних пристроїв, що забезпечують роботу приводу відповідно до завданих умов його експлуатації.

У початковій стадії розробляється структурна схема лінеаризованої моделі слідкувального гідроприводу, для якої проводиться розрахунок стійкості розімкнутого та замкнутого приводів, вибір коригувального пристрою, оцінка якості регулювання за перехідним процесом. Далі робиться оцінка впливу на привід різних нелінійностей.

На рисунку 4.1 розглядаються структурні лінеаризовані моделі слідкувальних гідроприводів із дросельним і об'ємним регулюванням швидкості та зворотним зв'язком за швидкістю руху.

Передатні функції розімкнутих гідроприводів за управляючим впливом розраховуються:

- для гідроприводу з дросельним регулюванням

$$W_P(P_S) = W_Y(P_S)W_{ЕГП}(P_S)W_{В.М}(P_S)W_{3.3}(P_S);$$

- для гідроприводу з об'ємним регулюванням

$$W_P(P_S) = W_Y(P_S)W_{ЕГП}(P_S)W_{ГМП}(P_S)W_H(P_S)W_{В.М}(P_S)W_{3.3}(P_S),$$

де $W_Y(P_S)$ - передатна функція блока управління;

$W_{ЕГП}(P_S)$ - передатна функція електрогідропідсилювача;

$W_{В.М}(P_S)$ - передатна функція виконавчого механізму

гідроприводу;

$W_{3.3}(P_S)$ - передатна функція зворотного зв'язку за швидкістю руху;

$W_{ГМП}(P_S)$ - передатна функція гідромеханічного пристрою;

$W_H(P_S)$ - передатна функція насоса.

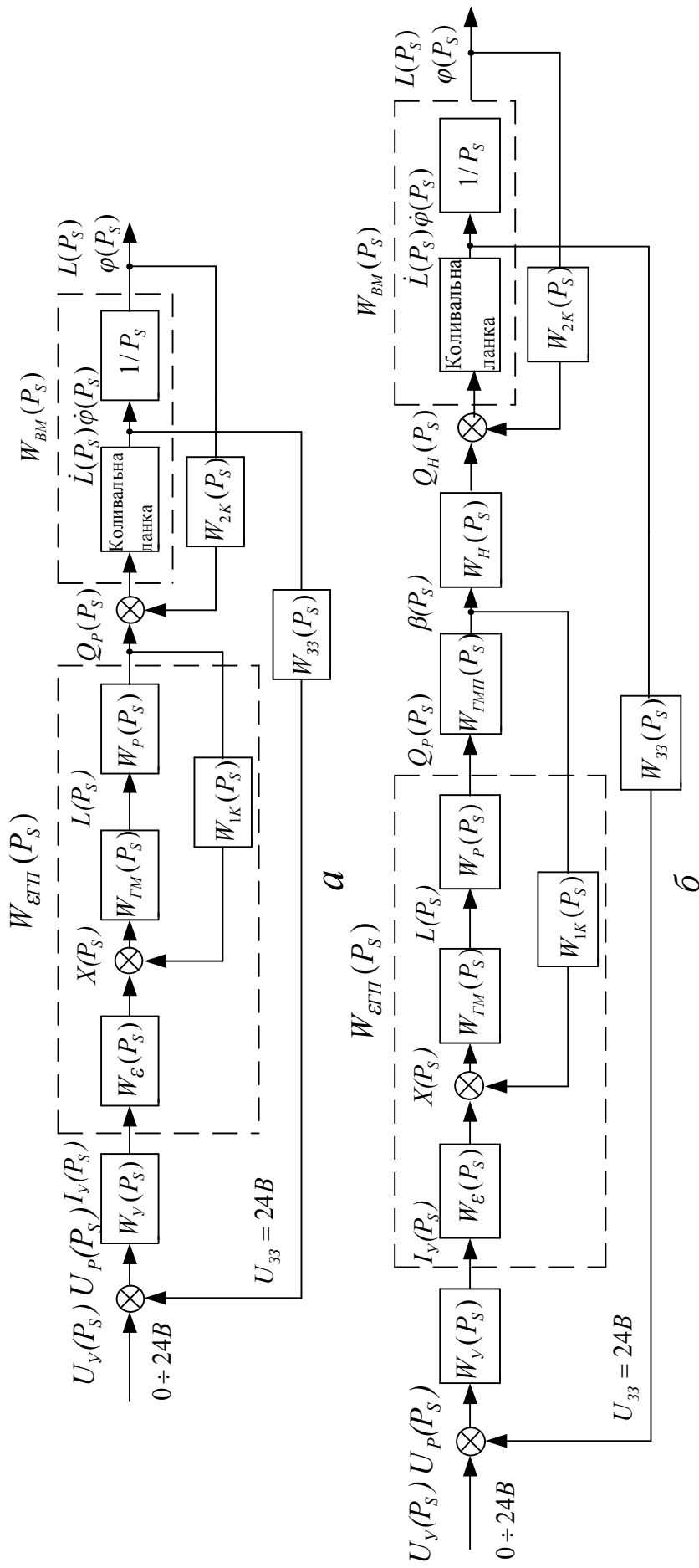
Передатні функції замкнутих гідроприводів визначаються:

- для гідроприводу з дросельним регулюванням

$$\Phi_3(P_S) = \frac{W_Y(P_S)W_{ЕГП}(P_S)W_{В.М}(P_S)}{1 + W_P(P_S)};$$

- для гідроприводу з об'ємним регулюванням

$$\Phi_3(P_S) = \frac{W_Y(P_S)W_{ЕГП}(P_S)W_{ГМП}(P_S)W_H(P_S)W_{В.М}(P_S)}{1 + W_P(P_S)}$$



а - з дросельним регулюванням швидкості;
 б - з об'ємним регулюванням швидкості

Рисунок 4.1 - Структурні схеми динамічних лінеаризованих моделей слідкувальних гідроприводів зі зворотнім зв'язком за швидкістю руху

Існує кілька способів визначення стійкості гідроприводу, що в основному базуються на розгляді характеристичного рівняння приводу. Останнє являє собою знаменник передатної функції замкнутого гідроприводу, тобто $1 + W_p(P_S) = 0$. Характеристичне рівняння набуває до виду

$$d_0 P_S^3 + d_1 P_S^2 + d_2 P_S + d_3 = 0,$$

де $d_0 \dots d_3$ - коефіцієнти.

Про якість динамічних характеристик можна судити тільки після визначення стійкості гідроприводу (якщо привід хитливий, то аналізувати інші характеристики не має сенсу). Про стійкість приводу можна судити за коренями характеристичного рівняння, яких необхідно вирішити. Найбільше просто установити стійкість приводу можна за критерієм Рауса-Гурвіца. Якщо характеристичне рівняння - третього порядку, то умова стійкості виражається:

- а) позитивністю всіх коефіцієнтів характеристичного рівняння;
- б) у позитивності визначника Рауса-Гурвіца, складеного з цих коефіцієнтів:

$$d_0 > 0; d_1 > 0; d_2 > 0; d_3 > 0;$$

$$\left| \begin{array}{cc} d_1 d_3 \\ d_0 d_2 \end{array} \right| > 0 \text{ чи } \frac{d_1 d_2}{d_0 d_3} > 1.$$

Недоліком критерію стійкості Рауса-Гурвіца є неможливість визначення запасу стійкості, а також області стійкості приводу. Найбільше просто це здійснюється за методом D – розбивки або за допомогою діаграми Вишнеградського. За методом D - розбивки в характеристичному рівнянні оператор P_S замінюється $j\omega$ і потім визначають дві межі стійкості (ω - частота гармонійних коливань приводу). За методом Вишнеградського використовується діаграма в безрозмірних координатах, при цьому безрозмірні величини Y і Z виражаються через координати характеристичного рівняння:

$$Y = \frac{d_1}{\sqrt[3]{d_0^2}}; \quad Z = \frac{d_2}{\sqrt[3]{d_0}}.$$

Рівняння межі стійкості виражається гіперболою Вишнеградського $YZ=1$. Побудована діаграма поділяє площину на три частки: хитлива, стійка і аперіодично стійка.

Визначити якість роботи приводу можна за кривою перехідного процесу, що є графічним рішенням диференціального рівняння руху

приводу. Для рішення цього питання за допомогою ЕОМ можна скористатися відповідними програмами.

Найбільш часто для дослідження слідкувальних приводів застосовують типові вхідні впливи у виді одиничної східчастої функції. Вона являє собою стрибок управляючого впливу, наприклад зміна сили струму або напруги управління $I_y(U_y)$.

4.2 Вплив різних нелінійностей на динамічні характеристики приводів

Насичення за витратою визначається за вимогою забезпечення максимальної швидкості руху виконавчого механізму і реалізується золотниковим розподільником, що має нелінійну характеристику. Рівень насичення за витратою, а отже, і за швидкістю істотно впливає на динамічні можливості слідкувального приводу, а також на динамічну точність і стійкість системи автоматичного управління. Тому максимальну швидкість і витрату гідроприводу варто визначати, виходячи з вимог до динаміки всієї системи управління. При аналізі динамічних характеристик і складанні диференціальних рівнянь нелінійну залежність витрати рідини через розподільник $Q_p = f(L)$ після гармонійної лінеаризації подають у виді

$$Q_p = AL,$$

де A - коефіцієнт гармонійної лінеаризації.

Звичайно розрахунок стійкості гідроприводу з насиченням за витратою роблять за допомогою логарифмічних частотних характеристик з урахуванням стискальності робочої рідини. Наявність насичення за витратою у слідкувальному гідроприводі приводить до того, що зі збільшенням вхідного сигналу зменшується смуга пропускання приводу і збільшується фазове зрушення.

При аналізі динамічних характеристик лінійної моделі гідроприводу тиск може мінятися у широких межах. У дійсності в режимі розгону тиск зростає до визначеної межі, обмеженого запобіжним клапаном. При гальмуванні процес насичення тиском гідросистеми аналогічний. У динамічних процесах насичення за тиском може мати і короткочасний характер, особливо якщо на привід діє значне інерційне навантаження. Нелінійна залежність корисного перепаду тисків у виконавчому механізмі P від тиску живлення P_H за допомогою метода гармонійної лінеаризації подається у виді

$$P = AP_H,$$

де A – коефіцієнт гармонійної лінеаризації.

З рахунком гармонійної функції P складаються диференціальні рівняння роботи приводу і виводяться передатні функції. Питання про стійкість гідроприводу, що працює в режимі насичення за тиском, вирішується за аналізом отриманої в результаті дослідження характеристики

$$A = f(K),$$

де K - добротність слідкувального приводу.

Тертя у виконавчому механізмі є однією з істотних нелінійностей, яку необхідно враховувати при аналізі стійкості слідкувального гідроприводу. Нелінійну залежність сили тертя від швидкості руху поршня V після гармонійної лінеаризації представляють у виді

$$F_m = AV,$$

де A - коефіцієнт гармонійної лінеаризації.

Звичайне тертя поліпшує стійкість приводу, коли постійна часу виконавчого механізму $T_{B.M}$ більше постійної часу електрогідропідсилювача $T_{EГП}$, тобто коли $\dot{\theta}_{\hat{A}\hat{I}} < \dot{\theta}_{\hat{A}.i}$. Якщо відносний коефіцієнт демпфірування коливань виконавчого механізму $\varepsilon \geq 0,7$, стійкість приводу зростає.

4.3 Техніко-економічне обґрунтування, техніка безпеки, протипожежна техніка, охорона середовища, надійність

У автоматизованому обладнанні знайшли застосування різноманітні системи регулювання гідравлічних і пневматичних приводів, а також пристроїв гідропнеumoавтоматики. При виборі одного із типів автоматизованого устаткування необхідно крім забезпечення пристроєм завданих технічних параметрів технологічного процесу враховувати і техніко-економічну ефективність.

Річний економічний ефект

$$\varepsilon = (\tilde{N}_1 + \dot{A}_i \hat{E}_1) - (\tilde{N}_2 + \dot{A}_i \hat{E}_2),$$

де C_1 і C_2 – собівартість експлуатації двох порівнюваних пристроїв;

K_1 і K_2 – капітальні витрати на виготовлення і монтаж двох порівнюваних пристроїв;

E_n – галузевий нормативний коефіцієнт.

При проектуванні та експлуатації гідравлічних і пневматичних автоматизованих приводів і пристроїв слід враховувати наступні засоби безпеки і протипожежної техніки.

Для захисту пристроїв від перевантаження і контролю тиску у напірних лініях треба встановлювати запобіжні клапани, реле тиску, датчики тиску і манометри, причому на манометрах повинні наноситися червоні мітки відповідно до максимально допустимого тиску. Конструкція автоматизованого пристрою повинна забезпечувати безпеку персоналу від руху виконавчих механізмів при будь-яких циклах функціонування пристрою. Гідросистеми, які мають два або більше виконавчих механізмів повинні мати блокування від помилкового включення несумісних рухів виконавчих механізмів. У верстатах з автоматизованим закріпленням заготовок треба у гідросистемах встановлювати блокування, яке забезпечує включення виконавчих механізмів тільки після завершення процесу закріплення заготовки. У таких верстатах при наявності тиску менше нижньої допустимої норми треба забезпечити автоматичний відвід інструмента у початковий стан не більш як за 5с.

При необхідності фіксування у заданому стані виконавчих механізмів треба використовувати у гідросистемах гідравлічні замки. На виконавчих механізмах, які рухаються тільки у одному напрямку, повинні бути нанесені стрілки. Усі механізми, які рухаються, огорожуються сітками або кожухами на відстані не менше 15мм від рухомих частин. Пневмоакумулятори слід заряджати азотом за умовами протипожежної безпеки, причому іспит газової порожнини пневмоакумулятора слід проводити на міцність рідиною. Стаціонарні гідроприводи монтується на фундаментах, маса яких повинна у 10 разів перевищувати масу встановлюваних елементів гідроприводу. Максимально допустима вібрація у промислових приміщеннях – 108 дБ. Допустимий рівень звуку при максимальних режимах функціонування гідроприводу встановлюється нормами від потужності гідроприводу і не перевищує 85 дБА. Для зменшення вібрації і звуку треба забезпечити неможливість попадання до гідросистеми повітря (виникає за умовами використання неякісних ущільнень

на валах насосів і з'єднань усмоктувальної і зливальної ліній гідросистеми), використовувати віброізоляцію насосних агрегатів, зменшувати кількість місцевих гідравлічних опір, встановлювати звукоізолюючі кожухи і компенсатори пульсації тиску, використовувати замість трубопроводів рукава високого тиску.

Електроустаткування гідро(пневмо)приводів і пристроїв повинні мати ступінь захисту не менше ніж IP44 і надійне заземлення відповідно до встановлених стандартів. Автоматизовані гідро(пневмо)приводи повинні мати і ручну систему управління, яка використовується при налагоджувальних і других режимах роботи. Забороняється експлуатація гідро(пневмо)систем при виявленні несправного стану будь-якого пристрою.

Забороняється доторкатися до струмоведучих частин пристроїв, що знаходяться під напругою, торкатися ланок елементів приводів, що рухаються, залишати своє робоче місце при включеному устаткуванні. У випадку поразки електричним струмом варто вжити терміново належних заходів для надання першої допомоги потерпілому з дотриманням мір безпеки.

Надійність – це властивість гідро(пневмо)приводу або пристрою зберігати за часом встановлених значень параметрів і характеристик у всіх передбачених режимах за умовами проведення регламентних робіт з технічного обслуговування, ремонту і іспиту устаткування. Поняття «надійність» – є загальним і характеризується конкретними параметрами, а саме:

- безвідмовність роботи – безперервне зберігання робочого стану за відповідний термін часу;
- довговічність – властивість зберігати робочий стан до граничного значення за умовами виконання технічного обслуговування і ремонту;
- ремонтпридатність – властивість устаткування до виявлення причин виникання відказів, його обслуговування й ремонту;
- зберігаємість – це зберігання значень показників безвідмовності, довговічності та ремонтпридатності у термін часу.

Відмовність визначається порушенням робочого стану гідроприводу або пристрою. Довговічність характеризується терміном служби (термін від початку експлуатації до переходу у граничний стан) й ресурсом (наробітки від початку експлуатації до переходу у граничний стан).

Для підвищення надійності функціонування гідро(пневмо)устаткування значна роль відводиться технічній діагностики, яка дозволяє встановлювати дійсний стан функціонування обладнання. Це дає можливість проводити своєчасно технічне обслуговування і ремонт. Для можливості проводити діагностики параметрів роботи при конструюванні гідро(пневмо)систем треба передбачати встановлення у потрібних місцях пристроїв, що дозволяють підключити контролюючу апаратуру. У сучасному промисловому виробництві для виконання технічної діагностики гідро(пневмо)систем застосовуються гідротестери ГТ-2. До засобів діагностики відносяться різноманітні датчики (тиску, витрати, температури, рівня рідини, загрязніння фільтрів, положення, швидкості, прискорення, вібрації, шуму, зусилля, крутного моменту, потужності та інші).

Зміст, періодичність й час виконання робіт з технічного обслуговування і ремонту можуть бути різноманітними і встановлюватися від конкретних умов роботи. У таблиці 4.1 наводиться загальний регламент обслуговування гідроприводів.

Таблиця 4.1 – Регламент з технічного обслуговування і ремонту гідроприводів

Технічне обслуговування, ремонт	ТО-1	ТО-2	ТО-3	П Поточний ремонт	С Середній ремонт	К Капітальний ремонт
Наробка у годинах	80	360	960	4000	12000	24000

Після ремонтів гідро(пневмо)пристроїв виконуються дослідження на спеціальних стендах наступних технічних характеристик: функціонування; міцності; зовнішньої герметичності та параметрів. Функціонування пристрою перевіряється при мінімальному тиску і при тиску, значення якого підвищують до $1,5P_{ном}$ у продовж 3 хвилин. На міцність перевіряють апарат один із серії і навантажують його тиском $4P_{ном}$, а потім цей апарат вибраковують. На стендах [13, с. 473÷489] досліджують статичні та динамічні характеристики пристрою: максимальна витрата робочого середовища при номінальному значенні тиску; значення тиску при перехідних режимах; втрати тиску при проході через пристрій

максимальної витрати при номінальному тиску; швидкодія; максимальна частота спрацьовування.

4.4 Контрольні питання

- 1 Яка мета динамічного розрахунку?
- 2 Як конструюються структурні лінеаризовані динамічні моделі гідроприводів з дросельним і об'ємним регулюванням швидкості руху?
- 3 Як записати передатні функції розімкнутої і замкнутої систем гідроприводів з дросельним і об'ємним регулюванням швидкості руху?
- 4 Які методи використовуються для оцінки стійкості гідроприводу і у чому вони полягають?
- 5 Які різновиди нелінійностей має реальний гідропривід?
- 6 Як здійснити аналіз впливу різних нелінійностей на стійкість слідкувального гідроприводу?
- 7 Як впливають на стійкість слідкувального гідроприводу різноманітні нелінійності?
- 8 Як розрахувати річний економічний ефект застосування будь-якого гідро(пневмо)пристрою?
- 9 Які міри запобігання аварій, забезпечення техніки безпеки і протипожежної безпеки потрібно застосувати при проектуванні гідро(пневмо)устаткування?
- 10 У чому полягає проблема забезпечення надійної роботи гідро(пневмо)систем і якими параметрами оцінюється надійність?
- 11 У чому полягає технічна діагностика гідро(пневмо)систем і яким чином вона проводиться?
- 12 Які проводяться види технічного обслуговування і у чому полягає іспит елементів гідро(пневмо)приводів?

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

РОЗРАХУНКИ ПАРАМЕТРІВ СЛІДКУВАЛЬНОГО ГІДРОПРИВОДУ

Технічне завдання

Спроекувати слідкувальний гідропривід з дросельним регулюванням і зворотним зв'язком за швидкістю руху. Дроселі встановити на вході і виході із гідродвигуна.

Початкові дані:

Номинальний крутний момент на валу гідродвигуна – 16 Нм.

Частота обертання вала гідродвигуна:

мінімальна – 3,4 об/с;

максимальна – 23,9 об/с.

Довжина нагнітального і зливального трубопроводів – по 1,98 м.

Відстань насоса до розподільника – 1 м.

На трубопроводах встановлена наступна кількість місцевих гідравлічних опорів (табл. А.1).

Таблиця А.1 – Різновид місцевих гідравлічних опорів

Тип трубопроводу	Від насоса до розподільника і від розподільника до бака		Від розподільника до гідродвигуна і навпаки	
	Кут 90°	Кут 45°	Кут 60°	Кут 30°
Нагнітальний	2	4	4	3
Зливальний	1	3	5	6

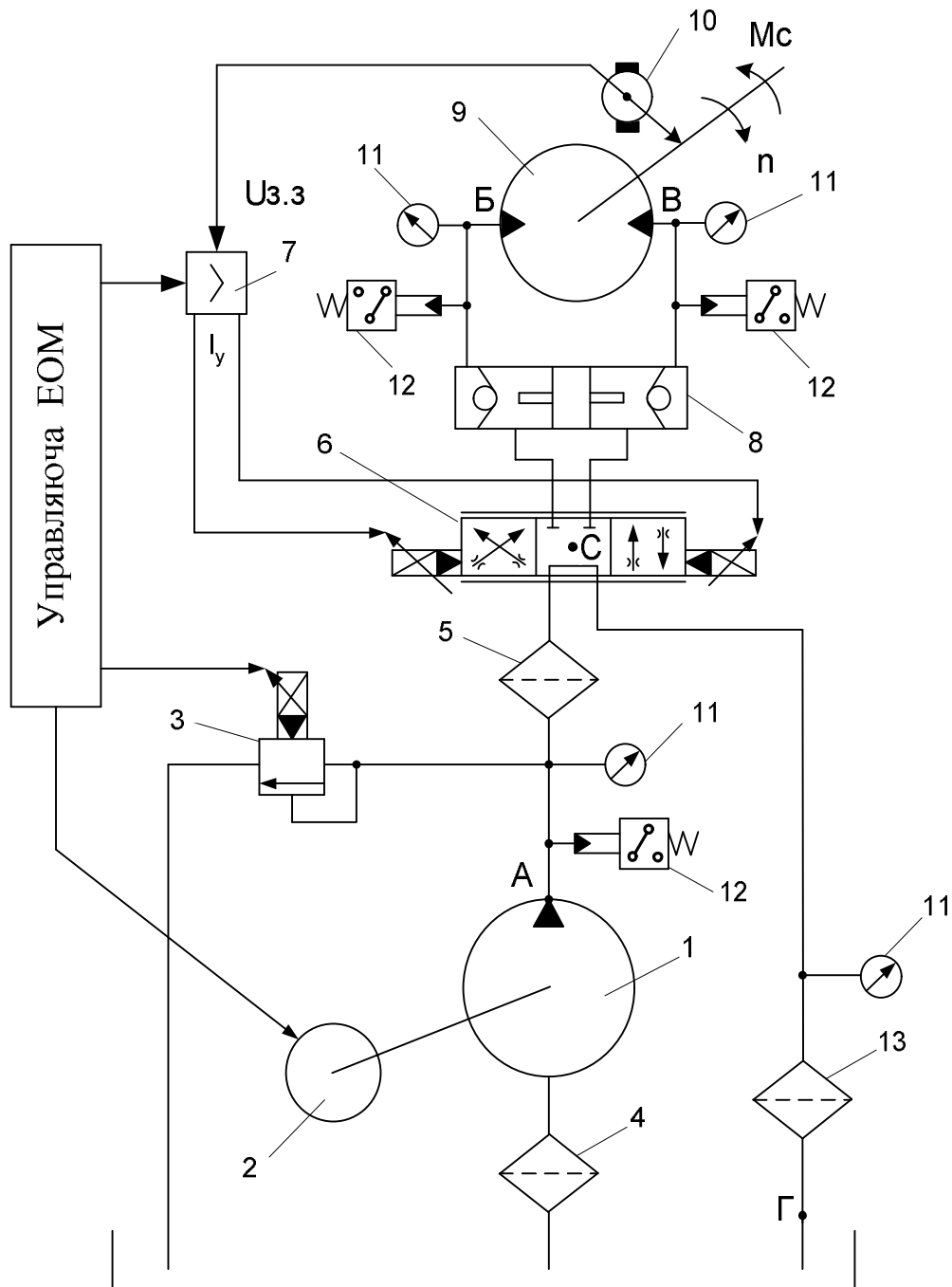
Забезпечити тривалість перехідного процесу при дотриманні стійкості гідроприводу – не більше 0,39 с. Момент інерції рухливих частин устаткування, приєднаного до гідродвигуна приводу – $0,08 \cdot 10^{-3}$ Нмс².

Нижче наводиться послідовність проектування слідкувального гідроприводу і розрахунки його параметрів.

А.1. Розробка функціональної схеми гідроприводу

Нехай гідросхема приводу, яка подана на рисунку А.1 відповідає заданому технологічному процесу. З метою одержання необхідних параметрів гідродвигуна використовується дроселюючий розподільник з пропорційним електричним управлінням, який забезпечує дросельне регулювання на вході та виході із гідродвигуна.

З метою захисту гідросистеми від перенавантаження застосовується запобіжний клапан з пропорційним електричним управлінням, а також реле тиску. Для фільтрації рідини використовується приймальний, напірний і зливальний фільтри. При відсутності тиску на виході із насоса фіксація ротора гідро двигуна забезпечується гідравлічним замком.



1 – насос з нерегульованим робочим об'ємом; 2 – електродвигун;
 3 – запобіжний клапан із пропорційним електричним управлінням; 4 –
 приймальний фільтр; 5 – напірний фільтр; 6 – розподільник з пропорційним
 електричним управлінням; 7 – підсилювач БУ2110;
 8 – двобічний гідравлічний замок; 9 – гідродвигун з нерегульованим робочим
 об'ємом; 10 – тахогенератор; 11 – манометри;
 12 – реле тиску; 13 – зливальний фільтр

Рисунок А.1 – Функціональна гідросхема слідкувального гідроприводу з
 дроселями, встановленими на вході та виході із
 гідродвигуна

А.2. Вибір із довідника гідродвигуна та розрахунок параметрів

Обирається із довідника [20] із наступних умов:

- крутний момент $M_{II} \geq M_3$,
- максимальна частота обертання $n_{II}^{\max} \geq n_3^{\max}$,
- мінімальна частота обертання $n_{II}^{\min} \leq n_3^{\min}$,

де індексом «п» позначені паспортні значення, а індексом «з» – задані значення.

Враховуючи ці вимоги обирається аксіально-поршневий гідродвигун з нерегульованим робочим об'ємом МНА-6.3, який має технічні

характеристики: $P_{II} = 20 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2}$; $M_{II} = 18 \text{ Нм}$; $V_{\Gamma} = 0,063 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{об}$;
 $n_{II}^{\max} = 50 \frac{\text{об}}{\text{с}}$; $n_{II}^{\min} = 25 \frac{\text{об}}{\text{с}}$; $\eta_0 = 0,935$; $\eta_{\mu} = 0,93$; $\eta_{заг} = 0,87$; $J = 0,3468 \cdot 10^{-3} \text{ Нмс}^2$.

Для обраного типорозміру гідродвигуна визначаються параметри:

- корисний перепад тиску за умовами того, що тиск на виході P_B гідродвигуна дорівнюється нулю:

$$P = P_B - P_B = \frac{2\pi M_3}{V_{\Gamma} \eta_M} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 16}{0,063 \cdot 10^{-4} \cdot 0,93} = 17,1 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2,$$

- максимальна витрата рідини на вході у гідродвигун:

$$Q_B^{\max} = \frac{n_3^{\max} V_{\Gamma}}{\eta_0} = \frac{23,9 \cdot 0,063 \cdot 10^{-4}}{0,935} = 1,614 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с},$$

- максимальна витрата рідини на виході із гідродвигуна:

$$Q_B^{\max} = Q_B \eta_0 = n_3^{\max} V_{\Gamma} = 23,9 \cdot 0,063 \cdot 10^{-4} = 1,506 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с},$$

- мінімальна витрата рідини на вході у гідродвигун:

$$Q_B^{\min} = \frac{n_3^{\min} V_{\Gamma}}{\eta_0} = \frac{3,4 \cdot 0,063 \cdot 10^{-4}}{0,935} = 0,229 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с},$$

- мінімальна витрата рідини на виході із гідродвигуна:

$$Q_B^{\min} = Q_B \eta_0 = n_3^{\min} V_{\Gamma} = 3,4 \cdot 0,063 \cdot 10^{-4} = 0,214 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

А.3. Гідравлічний розрахунок параметрів трубопроводів

Гідравлічний розрахунок трубопроводів полягає у виборі оптимального внутрішнього діаметра труби та визначені втрат тиску за довжиною трубопроводів.

На ділянках трубопроводу АС, СБ і ВС встановлюються труби, які мають однаковий внутрішній діаметр трубопроводу, а на ділянці СГ – труба з іншим внутрішнім діаметром.

Розрахункові значення внутрішнього діаметра трубопроводів:

- на ділянках АС і СБ:

$$d_P^H = \sqrt{\frac{4Q_B}{\pi[V_H]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,614 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 4}} = 0,00712 \text{ м} = 7,12 \text{ мм},$$

- на ділянці СГ:

$$d_P^3 = \sqrt{\frac{4Q_B}{\pi[V_3]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,506 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 2}} = 0,00979 \text{ м} = 9,79 \text{ мм},$$

де $[V_H]$, $[V_3]$ – відповідно швидкість руху у нагнітальному і зливному трубопроводах, що допускаються [13, 20].

Із джерела [20] вибираються труби із сталі 20, які мають внутрішній діаметр: на ділянках АС, СБ і ВС – 10 мм, на ділянці СГ – 12 мм.

Тоді дійсна швидкість руху рідини у трубопроводах розраховується:

- на ділянках АС і СБ:

$$V_{AC} = V_{CB} = V_{AB} = \frac{4Q_B}{\pi d_H^2} = \frac{4 \cdot 1,614 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,01^2} = 2,04 \text{ м/с},$$

- на ділянці ВС:

$$V_{BC} = \frac{4Q_B}{\pi d_H^2} = \frac{4 \cdot 1,506 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,01^2} = 1,917 \text{ м/с},$$

- на ділянці СГ:

$$V_{CG} = \frac{4Q_B}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 1,506 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,012^2} = 1,335 \text{ м/с}.$$

Із джерела [13, 20] вибирається тип робочої рідини – мастило «Індустріальне 20А», яке має властивості: кінематичний коефіцієнт в'язкості $\nu = 20 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}$, а густину $\rho = 885 \frac{кг}{м^3} \left(\frac{Нс^2}{м^4} \right)$.

Число Рейнольда розраховується:

– для нагнітального трубопроводу (ділянка АБ):

$$R_e = \frac{V_{AB} d_H}{\nu} = \frac{2,04 \cdot 0,01}{20 \cdot 10^{-6}} = 1070,$$

– для трубопроводу встановленого на ділянці ВС:

$$R_e = \frac{V_{BC} d_H}{\nu} = \frac{1,917 \cdot 0,01}{20 \cdot 10^{-6}} = 955,$$

– для зливального трубопроводу на ділянці СГ:

$$R_e = \frac{V_{CG} d_3}{\nu} = \frac{1,335 \cdot 0,012}{20 \cdot 10^{-6}} = 800.$$

Таким чином, на всіх ділянках трубопроводу буде існувати ламінарний режим руху рідини.

Коефіцієнт опору при ламінарному режимі руху рідини розраховується:

– для нагнітального трубопроводу АБ:

$$\lambda_{AB} = \frac{64}{R_e} = \frac{64}{1070} = 0,0598,$$

– для трубопроводу на ділянці ВС:

$$\lambda_{BC} = \frac{64}{R_e} = \frac{64}{955} = 0,067,$$

– для трубопроводу на ділянці СГ:

$$\lambda_{CG} = \frac{64}{R_e} = \frac{64}{800} = 0,08.$$

Втрати тиску при руху рідини по трубопроводах визначаються:

– для нагнітального трубопроводу АБ:

$$\Delta p_L^{AB} = \lambda_{AB} \rho \frac{L_{AB}}{d_H} \frac{V_{AB}^2}{2} = 0,0598 \cdot 885 \cdot \frac{1,98}{0,01} \cdot \frac{2,04^2}{2} = 0,02182 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2},$$

– для зливального трубопроводу ВГ:

$$\begin{aligned} \Delta p_L^{BG} &= \lambda_{BC} \rho \frac{L_{BC}}{d_H} \frac{V_{BC}^2}{2} + \lambda_{CG} \rho \frac{L_{CG}}{d_3} \frac{V_{CG}^2}{2} = \\ &= 0,067 \cdot 885 \cdot \frac{0,98}{0,01} \cdot \frac{1,917^2}{2} + 0,08 \cdot 885 \cdot \frac{0,98}{0,012} \cdot \frac{1,335^2}{2} = 0,0159 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2}. \end{aligned}$$

А.4. Розрахунок втрат тиску у місцевих гідравлічних опорах

Ділянки трубопроводу, в яких при проходженні через них рідини вектор швидкості руху рідини змінюється за величиною або за напрямком, називають місцевими гідравлічними опорами.

Сумарні втрати тиску в місцевих опорах при послідовному їхньому з'єднанні визначаються як сума втрат тиску в окремих опорах.

Із джерел [13, 20] вибираються значення коефіцієнтів опору для кожного типу опора: $\varepsilon_{90} = 1,2$; $\varepsilon_{60} = 0,52$; $\varepsilon_{45} = 0,28$; $\varepsilon_{30} = 0,15$.

Втрати тиску рідини при проходженні місцевих опорів розраховуються:

– для нагнітального трубопроводу АБ:

$$\begin{aligned} \Delta p_M^{AB} &= (2 \cdot \varepsilon_{90} + 4 \cdot \varepsilon_{45} + 4 \cdot \varepsilon_{60} + 3 \cdot \varepsilon_{30}) \rho \frac{V_{AB}^2}{2} = \\ &= (2 \cdot 1,2 + 4 \cdot 0,28 + 4 \cdot 0,52 + 3 \cdot 0,15) \cdot 885 \frac{2,04^2}{2} = 0,0107 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2}, \end{aligned}$$

– для зливального трубопроводу ВГ:

$$\begin{aligned} \Delta p_M^{BG} &= (2 \cdot \varepsilon_{60} + 6 \cdot \varepsilon_{30}) \rho \frac{V_{BC}^2}{2} + (1 \cdot \varepsilon_{90} + 3 \cdot \varepsilon_{45}) \rho \frac{V_{CG}^2}{2} = \\ &= (5 \cdot 0,52 + 6 \cdot 0,15) \cdot 885 \frac{1,917^2}{2} + (1 \cdot 1,2 + 3 \cdot 0,28) \cdot 885 \frac{1,335^2}{2} = 0,00728 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2}. \end{aligned}$$

А.5. Вибір гідроапаратури і визначення дійсних втрат тиску при проходженні через апарати рідини

Гідроапаратура із довідників [13, 20] вибирається при дотриманні наступних умов:

номінальне значення тиску $P_{\Pi} \geq P$,

максимальне значення витрати $Q_{\Pi} = Q_B$,

де індексом «п» позначені паспортні параметри гідроапарата.

Дійсна витрата тиску рідини у окремому апараті:

$$\Delta p_{\text{АП}}^i = \Delta p_{\Pi} \left(\frac{Q}{Q_{\Pi}} \right)^2,$$

де Q – дійсне значення витрати рідини, яка проходить через апарат;

Δp_{Π} – втрати тиску при проходженні через апарат витрати Q_{Π} .

А.5.1. Запобіжний клапан з пропорційним електричним управлінням ПКПД 10-20, який має параметри: $P_{\Pi} = 20 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2}$;

$\Delta p_{\Pi} = 0,25 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2}$; $Q_{\Pi} = 6,7 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{c}$; $\Delta Q_{y}^{3.K.} = 2 \cdot 10^{-6} \frac{m^3}{c}$. Дійсна втрата тиску:

$$\Delta p_{3.K.} = \Delta p_{\Pi} \left(\frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \right)^2 = 0,25 \cdot 10^6 \left(\frac{1,614 \cdot 10^{-4}}{6,7 \cdot 10^{-4}} \right)^2 = 0,0145 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2}.$$

А.5.2. Розподільник з пропорційним електричним управлінням РП6, який має параметри: $P_{\Pi} = 32 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2}$; $Q_{\Pi} = 2,1 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{c}$; $\Delta p_{\Pi} = 1,2 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2}$;

$\Delta Q_y^p = 2,5 \cdot 10^{-6} \frac{m^3}{c}$; $S_y = 0,282 \cdot 10^{-4} m^2$; $Q_{y\Pi} = 0,117 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{c}$; $d_c = 0,4 \cdot 10^{-3} m$;

$x_o = 0,4 \cdot 10^{-4} m$; $P_K = 1 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2}$; $L_3 = 1 \cdot 10^{-3} m$; $d_3 = 9 \cdot 10^{-3} m$; $K_{3,3} = 0,4$; $m_3 = 1 \frac{Hc^2}{m}$.

Дійсна втрата тиску визначається:

– у нагнітальному трубопроводі АБ:

$$\Delta p_P^{AB} = \Delta p_{\Pi} \left(\frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \right)^2 = 1,2 \cdot 10^6 \left(\frac{1,614 \cdot 10^{-4}}{2,1 \cdot 10^{-4}} \right)^2 = 0,71 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2},$$

– у зливному трубопроводі ВГ:

$$\Delta p_P^{BG} = \Delta p_{\Pi} \left(\frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \right)^2 = 1,2 \cdot 10^6 \left(\frac{1,506 \cdot 10^{-4}}{2,1 \cdot 10^{-4}} \right)^2 = 0,618 \cdot 10^6 \frac{H}{m^2}.$$

А.5.3. Двобічний гідравлічний замок М-КУ-12, який має параметри:

$$P_{\Pi} = 32 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}; \quad Q_{\Pi} = 6,7 \cdot 10^{-4} \frac{M^3}{c}; \quad \Delta p_{\Pi} = 0,2 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}; \quad \Delta Q_y^p = 0,5 \cdot 10^{-6} \frac{M^3}{c}.$$

Втрати тиску при проходженні через замок рідини визначаються:

– у нагнітальному трубопроводі АБ:

$$\Delta p_{Г.3}^{AB} = \Delta p_{\Pi} \left(\frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \right)^2 = 0,2 \cdot 10^6 \left(\frac{1,614 \cdot 10^{-4}}{6,7 \cdot 10^{-4}} \right)^2 = 0,0116 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2},$$

– у зливальному трубопроводі ВГ:

$$\Delta p_{Г.3}^{BG} = \Delta p_{\Pi} \left(\frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \right)^2 = 0,2 \cdot 10^6 \left(\frac{1,506 \cdot 10^{-4}}{6,7 \cdot 10^{-4}} \right)^2 = 0,0101 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}.$$

А.5.4 Напірний фільтр 1ФГМ32, який має параметри: $P_{\Pi} = 32 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}$;

$$Q_{\Pi} = 5,3 \cdot 10^{-4} \frac{M^3}{c}; \quad \Delta p_{\Pi} = 0,08 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}.$$

Втрати тиску:

$$\Delta p_{H.\Phi} = \Delta p_{\Pi} \left(\frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \right)^2 = 0,08 \cdot 10^6 \left(\frac{1,614 \cdot 10^{-4}}{5,3 \cdot 10^{-4}} \right)^2 = 0,0075 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}.$$

А.5.5 Зливальний фільтр ФС25, який має параметри:

$$P_{\Pi} = 0,63 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}; \quad Q_{\Pi} = 4,2 \cdot 10^{-4} \frac{M^3}{c}; \quad \Delta p_{\Pi} = 0,1 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}.$$

Втрати тиску:

$$\Delta p_{3.\Phi} = \Delta p_{\Pi} \left(\frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \right)^2 = 0,1 \cdot 10^6 \left(\frac{1,506 \cdot 10^{-4}}{4,2 \cdot 10^{-4}} \right)^2 = 0,0128 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}.$$

А.5.6 Реле тиску ВПГ62-11, який має параметри: $P_{\Pi} = (0,1 \dots 20) \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}$;

$$\Delta Q_y = 0,8 \cdot 10^{-6} \frac{M^3}{c}.$$

А.5.7 Манометри МТП60, які мають параметри: $P_{\Pi} = (0,1 \dots 40) \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}$;

клас точності 1,5.

Сумарні втрати тиску у гідроапаратури, яка розташована у лініях:

– нагнітальної лінії АБ:

$$\begin{aligned} \Delta p_{АП}^{AB} &= \Delta p_{3.K} + \Delta p_P^{AB} + \Delta p_{Г.3}^{AB} + \Delta p_{H.\Phi} = \\ &= (0,0145 + 0,71 + 0,01158 + 0,0075) \cdot 10^6 = 0,744 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}, \end{aligned}$$

– зливальної лінії ВГ:

$$\begin{aligned}\Delta\delta_{\tilde{A}\tilde{I}}^{\tilde{A}\tilde{A}} &= \Delta\delta_{\tilde{A},\tilde{C}}^{\tilde{A}\tilde{A}} + \Delta\delta_D^{\tilde{A}\tilde{A}} + \Delta\delta_{\tilde{C},\tilde{O}} = \\ &= (0,0101 + 0,618 + 0,0128) \cdot 10^6 = 0,64 \cdot 10^6 \frac{H}{i^2}.\end{aligned}$$

А.6. Розрахунок сумарних втрат тиску в нагнітальному і зливному трубопроводах

Так як ділянки опору з'єднуються послідовно, то сумарні втрати тиску у нагнітальній і зливальній лініях гідросистеми визначаються алгебраїчною сумою всіх втрат тиску в елементах трубопроводу.

Сумарні втрати тиску розраховуються:

– у нагнітальному трубопроводі АБ:

$$\begin{aligned}\Delta p_{AB} &= \Delta p_L^{AB} + \Delta p_M^{AB} + \Delta p_{АП}^{AB} = \\ &= (0,02182 + 0,0107 + 0,744) \cdot 10^6 = 0,776 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2},\end{aligned}$$

– у зливальному трубопроводі ВГ:

$$\begin{aligned}\Delta p_{BG} &= \Delta p_L^{BG} + \Delta p_M^{BG} + \Delta p_{АП}^{BG} = \\ &= (0,0159 + 0,00728 + 0,64) \cdot 10^6 = 0,664 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}.\end{aligned}$$

А.7. Вибір джерела живлення

Вибрати з довідника джерело живлення гідросистеми з необхідними параметрами можна тільки після визначення розрахункових значень необхідних тиску та витрати на виході із насоса.

Розрахункове значення тиску та виході із насоса:

$$P_A = \Delta p_{AB} + P + \Delta p_{BG} = (0,776 + 17,1 + 0,664) \cdot 10^6 = 18,54 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2} < 20 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}.$$

Розрахункове значення витрати рідини (продуктивності, подачі) насоса на виході визначається:

$$Q_A = Q_B + \sum_{i=1}^n \Delta Q_y^i + Q_{уп},$$

де Q_B – розрахункова витрата рідини на вході у гідродвигун,

$$Q_B = 1,614 \cdot 10^{-4} \frac{M^3}{C};$$

$\sum_{i=1}^n \Delta Q_y^i$ – сумарне значення витоків рідини через капілярні щілини кінематичних пар апаратів, розташованих у нагнітальній лінії АБ,

$$\sum_{i=1}^n \Delta Q_y^i = \Delta Q_y^{3.K} + \Delta Q_y^P + \Delta Q_y^3 = 2 \cdot 10^{-6} + 2,5 \cdot 10^{-6} + 0,5 \cdot 10^{-6} = 5 \cdot 10^{-6} \frac{M^3}{c},$$

$Q_{уп}$ – витрата, яка необхідна для функціонування гідравлічної системи управління дроселюючим розподільником, $Q_{уп} = 0,117 \cdot 10^{-4} \frac{M^3}{c}$.

Тоді продуктивність насоса на виході:

$$Q_A = Q_B + \sum_{i=1}^n \Delta Q_y^i + Q_{уп} = 1,614 \cdot 10^{-4} + 5 \cdot 10^{-6} + 0,117 \cdot 10^{-4} = 1,771 \cdot 10^{-4} \frac{M^3}{c}$$

Із довідників [13, 20] насос вибирається при дотриманні наступних умов:

$$\text{тиск} \quad P_{\Pi} \geq P_A,$$

$$\text{продуктивність} \quad Q_{\Pi} \geq Q_A.$$

На підставі таких умов вибирається аксіально-поршневий насос з нерегульованим робочим об'ємом МНА-10, який має параметри: $P_{\Pi} = 20 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}$; $Q_{\Pi} = 2,35 \cdot 10^{-4} \frac{M^3}{c}$; $V_H = 0,1 \cdot 10^{-4} \frac{M^3}{об}$; $n = 25 \frac{об}{c}$; $\eta_0 = 0,95$; $\eta_{\mu} = 0,95$; $\eta_{3AG} = 0,9$.

А.8. Розрахунок висоти усмоктування

Рівняння рівноваги тиску у всмоктувальному трубопроводі:

$$\rho g h_{yc} + \Delta p_L + \Delta p_{\Pi.Ф} = P_{ат} - P_{вак} = 2 \cdot 10^4 \frac{H}{M^2},$$

де $\rho g h_{yc}$ – тиск від стовпа рідини у всмоктувальному трубопроводі;

Δp_L – втрата тиску по довжині всмоктувального трубопроводу;

$\Delta p_{\Pi.Ф}$ – втрата тиску при проході через приймальний фільтр рідини.

Розрахунок висоти всмоктування h_{yc} здійснюється за умовами забезпечення в усмоктувальному трубопроводі ламінарного режиму при швидкості руху рідини $[V] \leq 1,2 \frac{M}{c}$ і перепаду тисків $P_{ат} - P_{вак} = 2 \cdot 10^4 \frac{H}{M^2}$.

Витрата рідини у всмоктувальному трубопроводі визначається:

$$Q_{yc} = \frac{Q_{\Pi}}{\eta_0} = \frac{2,35 \cdot 10^{-4}}{0,95} = 2,474 \cdot 10^{-4} \frac{M^3}{c},$$

де Q_{II} – номінальне паспортне значення продуктивності насоса,

$$Q_{II} = 2,35 \cdot 10^{-4} \frac{M^3}{c};$$

η_0 – об'ємний ККД обраного типорозміру насоса.

Із довідників [13, 20] вибирається приємний фільтр ФВСМ32 при дотриманні умови $Q_{II}^{\Pi.\Phi} \geq Q_{yc}$, який має параметри: $Q_{II} = 6,7 \cdot 10^{-4} \frac{M^3}{c}$;

$$\Delta p_{II} = 0,007 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}; \text{ щільність фільтрації } 80 \text{ мкм.}$$

Втрати тиску при проходженні через приймальний фільтр рідини:

$$\Delta p_{II.\Phi} = \Delta p_{II} \left(\frac{Q_{yc}}{Q_{II}} \right)^2 = 0,007 \cdot 10^6 \left(\frac{2,474 \cdot 10^{-4}}{6,7 \cdot 10^{-4}} \right)^2 = 0,000954 \cdot 10^6 \frac{H}{M^2}.$$

Розрахункове значення внутрішнього діаметра труби:

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q_{yc}}{\pi[V]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,474 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 1,2}} = 0,0162 M = 16,2 \text{ мм.}$$

Вибирається труба, яка має внутрішній діаметр $d = 17 \text{ мм}$. Дійсна швидкість руху рідини у трубопроводі:

$$V_{yc} = \frac{4Q_{yc}}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 2,474 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,017^2} = 1,09 \text{ м/с}$$

Число Рейнольда:

$$Re = \frac{V_{yc} d}{\nu} = \frac{1,09 \cdot 0,017}{20 \cdot 10^{-6}} = 930.$$

Коефіцієнт опору:

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{930} = 0,069.$$

Втрати тиску при руху рідини за довжиною трубопроводу:

$$\Delta p_L = \lambda \rho \frac{h_{yc}}{d} \frac{V_{yc}^2}{2} = 0,069 \cdot 885 \cdot \frac{h_{yc}}{0,017} \cdot \frac{1,09^2}{2}.$$

Висота усмоктування:

$$h_{yc} = \frac{2 \cdot 10^4 - \Delta p_{II.\Phi}}{\lambda \rho \frac{V_{yc}^2}{d} + \rho g} = \frac{2 \cdot 10^4 - 0,000954 \cdot 10^6}{0,069 \cdot 885 \cdot \frac{1,09^2}{2 \cdot 0,017} + 885 \cdot 9,81} = 1,86 \text{ м.}$$

А.9. Розрахунок нагнітального трубопроводу на міцність

Труба розглядається як тонкостінна оболонка, піддана рівномірно розподіленому тиску P_A .

Мінімально допустима товщина стінки труби визначається:

$$\delta_p = \frac{P_A d_H}{2[\sigma]} = \frac{18,54 \cdot 10^6 \cdot 0,01}{2 \cdot 70 \cdot 10^6} = 0,0014 \text{ м} = 1,4 \text{ мм},$$

де $[\sigma]$ – напруга, що допускається для труби зі сталі 20, $[\sigma] = 70 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$.

Обирається труба, яка має товщину стінки більше ніж значення δ_p .

А.10. Вибір приводного електродвигуна

Розрахункова потужність на валу насоса:

$$N_p = \frac{1000 \cdot P_A Q_{\text{ном}}^H}{\eta_{\text{заг}}} = \frac{1000 \cdot 18,54 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4}}{0,9} = 5,15 \text{ кВт},$$

де P_A – розрахункове значення тиску, $P_A = 18,54 \text{ МПа}$;

$\eta_{\text{заг}}$ – загальний ККД насоса, $\eta = 0,9$.

Із джерела [20] вибирається асинхронний електродвигун з короткозамкнутим ротором загальнопромислового призначення 4А132М4У3, який має характеристику $N_H = 11 \text{ кВт}$; $n_c = 25 \frac{\text{об}}{\text{с}}$, що задовольняє умовам:

потужність $N_H \geq N_p$,

частота обертання ротора $n_c = n_H$.

А.11. Розрахунок механічних та швидкісних характеристик

Коефіцієнти опору при максимальній прохідній площі дроселя $S_y = 0,282 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ визначаються:

$$K_{AB} = (\Delta p_{AB} - \Delta p_P^{AB}) \frac{V_\Gamma^2}{Q_B^2 \eta_0^2} = (0,776 \cdot 10^6 - 0,71 \cdot 10^6) \frac{(0,063 \cdot 10^{-4})^2}{(1,614 \cdot 10^{-4})^2 0,935^2} = 115 \frac{\text{Нм}^2}{\text{с}^2},$$

$$K_{\partial}^{AB} = \Delta p_P^{AB} \frac{V_\Gamma^2 S_y^2}{Q_B^2 \eta_0^2} = 0,71 \cdot 10^6 \frac{(0,063 \cdot 10^{-4})(0,282 \cdot 10^{-4})^2}{(1,614 \cdot 10^{-4})^2 0,935^2} = 0,98 \cdot 10^{-6} \text{ Нм}^2 \text{ с}^2,$$

$$K_{B\Gamma} = (\Delta p_{B\Gamma} - \Delta p_P^{B\Gamma}) \frac{V_\Gamma^2}{Q_B^2} = (0,664 \cdot 10^6 - 0,618 \cdot 10^6) \frac{(0,063 \cdot 10^{-4})^2}{(1,506 \cdot 10^{-4})^2} = 80,5 \frac{Hm^2}{c^2},$$

$$K_\partial^{B\Gamma} = \Delta p_P^{B\Gamma} \frac{V_\Gamma^2 S_\partial^2}{Q_B^2} = 0,618 \cdot 10^6 \frac{(0,063 \cdot 10^{-4})(0,282 \cdot 10^{-4})^2}{(1,506 \cdot 10^{-4})^2} = 0,855 \cdot 10^{-6} Hm^2 c^2.$$

Достовірність виконаних розрахунків перевіряється визначенням максимальних прохідних площ дроселів при заданому крутному моменту $M_3 = 16Hm$:

$$S_{\partial p}^{макс} = S_{\partial p}^{AB} = S_{\partial p}^{B\Gamma} = \sqrt{\frac{(K_\partial^{AB} + K_\partial^{B\Gamma})(n_3^{макс})^2}{P_A - \frac{2\pi M_3}{V_\Gamma \eta_M} - (K_{AB} + K_{B\Gamma}) \cdot (n_3^{макс})^2}} =$$

$$\sqrt{\frac{(0,98 \cdot 10^{-6} + 0,855 \cdot 10^{-6}) \cdot 23,9^2}{18,54 \cdot 10^6 - 17,1 \cdot 10^6 - (115 + 80,5) \cdot 23,9^2}} = 0,282 \cdot 10^{-4} m^2 = S_\partial = 0,282 \cdot 10^{-4} m^2.$$

Механічні характеристики являють собою залежність $n = f(M)$ при постійному значенню прохідної площі дроселя $S_\partial = const$, а швидкісні характеристики є залежність $n = f(S_\partial)$ при $M = const$ (див. рис.2.6). Механічні і швидкісні характеристики будуються за залежністю:

$$n = \sqrt{\frac{P_A - \frac{2\pi M}{V_\Gamma \eta_M}}{K_{AB} + K_{B\Gamma} + K_\partial^{AB} \frac{1}{(S_\partial^{AB})^2} + K_\partial^{B\Gamma} \frac{1}{(S_\partial^{B\Gamma})^2}}}, \frac{об}{c}.$$

Максимально можлива частота обертання вала гідродвигуна:

$$n_{np} = \frac{Q_\Pi}{V_\Gamma} \eta_0 = \frac{2,35 \cdot 10^{-4}}{0,063 \cdot 10^{-4}} \cdot 0,935 = 34,877 \frac{об}{c}.$$

Максимальний крутний момент на валі гідродвигуна:

$$M_{max} = P_A \frac{V_\Gamma \eta_M}{2\pi} = 18,54 \cdot 10^6 \frac{0,063 \cdot 10^{-4} \cdot 0,93}{2 \cdot 3,14} = 18,3 H \cdot m.$$

Якщо невраховувати втрати тиску за довжиною трубопроводів і в місцевих опорах, які мало впливають на значення коефіцієнтів опору K_{AB} ,

K_{BG} , K_{∂}^{AB} і K_{∂}^{BG} , то мінімальні прохідні площі дроселів визначаються при заданому крутному моменту $M_3 = 16 \text{ Нм}$:

$$S_{\partial p}^{\text{мін}} = S_{\partial p}^{AB} = S_{\partial p}^{BG} = \sqrt{\frac{(0,98 \cdot 10^{-6} + 0,855 \cdot 10^{-6}) \cdot 3,4^2}{18,54 \cdot 10^6 - 17,1 \cdot 10^6 - (115 + 80,5) \cdot 3,4^2}} = 0,0382 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Змінюючи значення крутного моменту M і дроселів S_{∂} від мінімального до максимального можна побудувати будь яку кількість механічних та швидкісних характеристик.

А.12. Розрахунок параметрів передатних функцій моделі слідкувального гідроприводу

А.12.1. Передатна функція електронного підсилювача-суматора БУ2110:

$$W_y(P_s) = \frac{I_y(P_s)}{U_p(P_s)} = \frac{K_y}{T_y P_s + 1} = \frac{36 \cdot 10^{-3}}{0,002 P_s + 1}.$$

А.12.2. Передатна функція пропорційних електромагнітів ПЕМ6-2 дроселюючого розподільника РП6:

$$W_E(P_s) = \frac{X(P_s)}{I_y(P_s)} = \frac{K_E}{T_E P_s + 1} = \frac{5 \cdot 10^{-3}}{0,01 P_s + 1}.$$

А.12.3. Витрата рідини через сопло при середньому положенню заслінки гідравлічного мосту дроселюючого розподільника РП6:

$$Q_c = \mu \pi d_c x_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_K} = 0,7 \cdot 3,14 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{2}{885} \cdot 10^6} = 0,164 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

А.12.4. Коефіцієнти підсилювання гідравлічного моста розраховуються:

– за витратою рідини:

$$K_p = \frac{Q_c}{X_0} = \frac{0,164 \cdot 10^{-4}}{0,4 \cdot 10^{-3}} = 0,041.$$

– за тиском:

$$K_{\partial} = \frac{Q_c}{P_K} = \frac{0,164 \cdot 10^{-4}}{1 \cdot 10^6} = 0,164 \cdot 10^{-10}.$$

A.12.5. Ефективна торцева площа чотирищільного золотника гідравлічного мосту:

$$S_3 = \frac{\pi d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot (9 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 0,635 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

A.12.6. Динамічна твердість потоку рідини через чотирищільний золотник:

$$C_{ГД} = 0,964 \pi d_3 (P_A - P) = 0,964 \cdot 3,14 \cdot 9 \cdot 10^{-3} (18,54 - 17,1) \cdot 10^6 = 39300,$$

де P_A і P – відповідно тиск на вході із насоса і корисний перепад тиску.

A.12.7. Коефіцієнт передачі гідравлічного мосту:

$$K_{\Pi} = \frac{K_P S_3}{K_P K_{3,3} S_3 + K_{\partial} C_{2\partial}} = \frac{0,041 \cdot 0,635 \cdot 10^{-4}}{0,041 \cdot 0,4 \cdot 0,635 \cdot 10^{-4} + 0,164 \cdot 10^{-10} \cdot 39300} = 1,58.$$

A.12.8. Постійна часу гідравлічного мосту:

$$T_{Г.М} = \sqrt{\frac{K_P m_3}{K_P K_{3,3} S_3 + K_{\partial} C_{2\partial}}} =$$

$$= \sqrt{\frac{0,164 \cdot 10^{-10}}{0,041 \cdot 0,4 \cdot 0,635 \cdot 10^{-4} + 0,164 \cdot 10^{-10} \cdot 39300}} = 0,1 \cdot 10^{-2} = 0,001 \text{ с.}$$

A.12.9. Відносний коефіцієнт демпфірування коливань:

$$\varepsilon = \frac{S_3^2 + K_{\partial} f}{2 \sqrt{K_{\partial} m_3 (K_P K_{3,3} S_3 + K_{\partial} C_{2\partial})}} =$$

$$= \frac{(0,635 \cdot 10^{-4})^2 + 0,164 \cdot 10^{-10} \cdot 1,5 \cdot 10^4}{2 \sqrt{0,164 \cdot 10^{-10} (0,041 \cdot 0,4 \cdot 0,635 \cdot 10^{-4} + 0,164 \cdot 10^{-10} \cdot 39300)}} = 24,1,$$

де f – приведений коефіцієнт грузлого тертя, $f = 1,5 \cdot 10^4 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$.

A.12.10. Передатна функція чотирищільного золотника дроселюючого розподільника:

$$W_3(Ps) = \frac{Q_B(Ps)}{L_3(Ps)} = \frac{1,614 \cdot 10^{-4}}{1 \cdot 10^{-3}} = 0,1614.$$

A.12.11. Передатна функція гідродвигуна

$$W_{\Gamma} = \frac{\varphi(Ps)}{Q_B(Ps)} = \frac{K_{\Pi}}{T_{\Gamma}^2 Ps^2 + 2\varepsilon T_{\Gamma} Ps + 1} \cdot \frac{1}{Ps} = \frac{925000}{0,001^2 Ps^2 + 2 \cdot 0,995 \cdot 0,001 Ps + 1} \cdot \frac{1}{Ps},$$

де K_{Π} – коефіцієнт передачі реального гідродвигуна,

$$K_{\Pi} = \frac{K_V}{1 + \beta f} = \frac{996800}{1 + 0,612 \cdot 0,15} = 925000;$$

K_V – коефіцієнт підсилення по швидкості ідеального гідродвигуна,

$$K_V = \frac{2\pi}{V_{\Gamma}} = \frac{2 \cdot 3,14}{0,063 \cdot 10^{-4}} = 996800;$$

β – коефіцієнт твердості механічної характеристики,

$$\beta = \frac{K_y K_V}{K_H} = \frac{0,614 \cdot 10^{-12} \cdot 996800}{1,003 \cdot 10^{-6}} = 0,612;$$

K_y – коефіцієнт витоків рідини через капілярні щілини кінематичних пар гідродвигуна,

$$K_y = \frac{V_{\Gamma} \cdot n_3^{\text{макс}} (1 - \eta_0)}{P \eta_0} = \frac{0,063 \cdot 10^{-4} \cdot 23,9 \cdot (1 - 0,935)}{17,1 \cdot 10^6 \cdot 0,935} = 0,614 \cdot 10^{-12};$$

K_H – коефіцієнт підсилення за навантаженням ідеального гідродвигуна,

$$K_H = \frac{V_{\Gamma}}{2\pi} = \frac{0,063 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 3,14} = 1,003 \cdot 10^{-6};$$

T_{Γ} – постійна часу гідродвигуна,

$$T_{\Gamma} = \sqrt{\frac{K_V \cdot V_{\Gamma} \cdot J}{E_{\Pi} K_H (1 + \beta f)}} = \sqrt{\frac{996800 \cdot 0,063 \cdot 10^{-4} \cdot 0,08 \cdot 10^{-3}}{4,6 \cdot 10^8 \cdot 1,003 \cdot 10^{-6} (1 + 0,612 \cdot 0,15)}} = 0,001 \text{ с},$$

де E_{II} – приведений модуль пружності стінок циліндрів гідродвигуна і рідини, $E_{II} = 1,6 \cdot 10^5 \frac{H}{M^2}$;

ε – відносний коефіцієнт демпфірування коливань,

$$\varepsilon = \frac{K_H \beta E_{II} J + K_V f V_{II}}{2 \sqrt{E_{II} V_{II} J (1 + \beta f)}} = \frac{1,003 \cdot 10^{-6} \cdot 0,612 \cdot 4,6 \cdot 10^8 \cdot 0,08 \cdot 10^{-3} + 996800 \cdot 0,15 \cdot 0,063 \cdot 10^{-4}}{2 \sqrt{4,6 \cdot 10^8 \cdot 0,063 \cdot 10^{-4} \cdot 0,08 \cdot 10^{-3} \cdot (1 + 0,612 \cdot 0,15)}} = 0,995.$$

A.12.12. Передатна функція зворотного зв'язку за швидкістю забезпечується, наприклад, тахогенератором ТД-101. При напрузі на вході у підсилювач-суматор +24В система зворотного зв'язку при максимальній частоті обертання вала гідродвигуна на виході тахогенератора створює напругу +24В. Тоді передатна функція зворотного зв'язку $W_{3.3}(P_s) = K_{3.3} = 1$.

A.12.13. Передатні функції коригувальних пристроїв

Для підвищення запасу стійкості системи і поліпшення якості перехідного процесу і регулювання у систему вводиться паралельна корекція за допомогою диференційних ланок, які мають передатні функції наступного виду:

$$W_K(P_s) = \frac{T_1 P_s}{T_2 P_s + 1}, \text{ або } W_K(P_s) = \frac{K_K}{T_K P_s + 1}.$$

A.12.14. Відповідно структурної схеми динамічної моделі слідкувального гідроприводу (див. рис.4.1, а) за допомогою продукту MathLab проводяться дослідження перехідного процесу функціонування приводу при максимальній швидкості руху і відсутності статичного крутного моменту.

A.2.15. Механічні і швидкісні характеристики слідкувального приводу (див. рис. 2.6) будуються з метою визначення діапазона регулювання швидкості руху при будь-яких значеннях крутного моменту опору M (статичного зусилля опору F) і прохідної площі дросельного пристрою.

Якість регулювання встановлюється на основі графіка перехідного процесу, побудованого ПЕОМ за допомогою продукта MathLab. Якщо прехідний процес не відповідає вимогам технологічного процесу, то будуються корегувальні пристрої і розраховується запас стійкості приводу.

Список літератури

- 1 Беязов И.И. Аналоговые гидроусилители. – Л.: Машиностроение, 1983. – 150с.
- 2 Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972. – 320с.
- 3 Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидропривод. – М.: Машиностроение, 1982. – 422с.
- 4 Динамика быстродействующего гидроприводу/ Гамынин Н.С. и др. – М.: Машиностроение, 1979. – 80с.
- 5 Элементы и системы гидропневмоавтоматики/ Ибрагимов И.А. и др.– М.: Высш. школа, 1975. – 350с.
- 6 Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов/ Бурдаков С.Ф. и др.– М.: Высш. шк., 1986. – 262с.
- 7 Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. – М.: Машиностроение, 1975. – 288с.
- 8 Посохін Г.Н. Дискретне керування електрогідравлічним приводом. – М.: Енергія, 1975. – 88с.
- 9 Прусенко В.С. Пневматические системы автоматического регулирования технологических процессов. – М.: Машиностроение, 1987. – 356с.
- 10 Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 1987. – 460с.
- 11 Прокофьев В.Н. Динамика гидроприводу. – М.: Машиностроение, 1972. – 288с.
- 12 Сосонкин В.Л. Дискретная гидроавтоматика. – М.: Машиностроение, 1972. – 160с.
- 13 Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник/ В.К.Свешников, А.А.Усов. – М.: Машиностроение, 1988. – 512с.
- 14 Топчеев Ю.И. Атлас для проектирования систем автоматического регулирования. – М.: Машиностроение, 1989. – 752с.
- 15 Федорец В.О. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков/ В.О. Федорец и др. – К.: Высш. школа, 1987. – 376с.
- 16 Федорець В.О. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика/ В.О. Федорець та ін. – К.: Вища школа, 1995. – 464с.
- 17 Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидропневмоавтоматики. – М.: Машиностроение, 1979. – 232с.
- 18 Чекулаєв Є.Ф. Методичні вказівки до самостійної роботи з дисципліни «Виконавчі механізми і регулюючі органи». – К.: ДДМА, 2003. – 100с.
- 19 Чекулаєв Є.Ф., Методичні вказівки до лабораторних робіт з дисципліни «Виконавчі механізми і регулюючі органи». – К.: ДДМА, 2002. – 68с.
- 20 Чекулаєв Є.Ф. Методичні вказівки до курсової роботи з дисципліни «Виконавчі механізми і регулюючі органи». – К.: ДДМА, 2003. – 88с.

Навчальне видання

ЧЕКУЛАЄВ Євген Федорович

Виконавчі механізми і регулюючі органи
(Видання стереотипне)

Редактор

І.І.Дьякова

Верстка

О.П.Ордіна

Вн./2005. Підп. до друку 20.02.08. Формат 60x84/16.
Папір офсетний. Ум. друк. арк. 12,25. Обл.-вид. арк.8,91.

Тираж 60 прим. Зам. № 29

Видавець і виготівник

«Донбаська державна машинобудівна академія»

84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру
серія ДК № 1633 від 24.12.2003 р.